

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Pohon hřeblového dopravníku

Drive of a Drag Chain Conveyor

Student:

Bc. Lukáš Kania

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2012

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Kania**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Pohon hřeblového dopravníku**  
**Drive of a Drag Chain Conveyor**

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte konstrukční návrh pohonu hřeblového dopravníku se zubovou spojkou.
  2. Elektromotor o výkonu  $P = 200/400$  [kW] bude ve spojení s nosným krytem, alternativně s kuželočelní nebo čelní planetovou převodovkou velikosti 25, převodový poměr  $i = 39$  [-]. Řešení pro kuželočelní planetovou převodovku s rozměrem mezi rámem poháněcí stanice a převodovkou 410 [mm]. Řešení pro čelní planetovou převodovku s rozměrem mezi rámem poh. stanice a převodovkou 650 [mm].
  3. Dopravník má tyto parametry: dopravní výkon 1200 [t/hod], rychlost dopravy 1 [m/s], délka dopravníku je  $L = 225$  [m], vnitřní šířka dopravníku  $B = 800$  [mm], počet zubů řetězového kola  $z = 7$  [-], dopravní řetěz 38 x 137 s roztečí  $KA = 200$  [mm].
  4. Proveďte rešerši na pohony hřeblových dopravníků a pluhů.
  5. Proveďte výpočet hřeblového dopravníku s grafem závislosti na úklonu dopravníku (-10 až +10) [stupňů].
  6. Proveďte potřebné pevnostní výpočty, zejména zubové spojky a krytu zubové spojky.
  7. Proveďte ekonomické zhodnocení pohonu se zubovou spojkou a bez zubové spojky.
  8. Nakreslete sestavný výkres poháněcí stanice, zubové spojky a jejího krytu, výrobní výkresy krytu zubové spojky.
- Rozsah práce: min. 45 stran textu mimo přílohy.

Seznam doporučené odborné literatury:

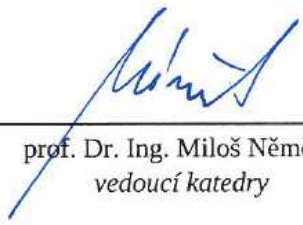
- BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.  
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.  
POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 106 s. ISBN 80-248-0493-X.  
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.  
Firemní literatura (Ostroj Opava)  
Potřebné normy

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**


Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



---

prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Lukáš Kania

Adresa trvalého pobytu studenta: Slezská 63, Opava-Malé Hoštice, 747 05

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KANIA, L. Pohon hřeblového dopravníku: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2012, 56 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu hřeblového dopravníku určeného pro dopravu černého uhlí v hlubinném dole. V úvodní části diplomové práce je zpracována rešerše popisující hřeblové dopravníky, pohony hřeblových dopravníků a pluhů. Druhá část je věnována výpočtu hřeblového dopravníku dle ON 44 5721 a návrhu jednotlivých komponentů pohonu. Ve třetí části je proveden návrh a pevnostní výpočet zubové spojky a krytu zubové spojky. Závěr diplomové práce poskytuje přehled a shrnutí dosažených výsledků. Výkresová dokumentace byla vytvořena v programu Solid Edge ST3.

## ANNOTATION OF THESIS

KANIA, L. Drive of a Drag Chain Conveyor: Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2012, 56 p. Thesis head: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

The thesis deals with the design of drag conveyor drive intended for transport of black coal in underground mine. At the opening part of thesis, there is compiled background research which describes drag conveyors, drives drag conveyors and plows. The second part is dedicated to the calculation of the drag conveyor according to ON 44 5721 and the design of individual components of the drive. At the third part is executed design and strength calculation of gear couplings and cover gear couplings cover. The conclusion of thesis gives survey and summary of results. Drawing documentation was created in the program Solid Edge ST3.

## Obsah:

Seznam použitého značení	
Úvod:.....	1
1 Hřeblové dopravníky.....	2
2 Pohony hřeblových dopravníků a pluhů .....	4
2.1 Popis pohonu firmy DBT .....	4
2.2 Popis pohonu firmy Halbach & Braun.....	6
2.3 Popis pohonu firmy DBT .....	7
2.4 Popis pohonu firmy Ostroj Opava a.s. ....	9
2.5 Popis pohonu s řízením CST firmy DBT .....	11
3 Výpočet hřeblového dopravníku.....	15
3.1 Zadané hodnoty .....	15
3.2 Volba řetězového úseku .....	16
3.3 Volba elektromotoru .....	18
3.4 Volba převodovky .....	19
3.5 Výpočet roztečného průměru řetězového bubnu.....	20
3.6 Kontrola množství dopravovaného materiálu .....	21
3.7 Výpočet celkové obvodové síly na řetězovém bubnu.....	23
3.8 Výpočet příkonu .....	27
3.9 Graf závislosti výkonu na úklonu dopravníku .....	29
4 Pohon hřeblového dopravníku se zubovou spojkou .....	31
4.1 Návrh pohonu hřeblového dopravníku se zubovou spojkou.....	33
5 Návrh a výpočet krytu zubové spojky .....	34
5.1 Návrh krytu zubové spojky .....	34
5.2 Výpočet krytu zubové spojky.....	35
5.2.1 Určení zatížení působící na kryt od příčného pohonu .....	35
5.2.2 Určení zatížení působící na kryt od podélného pohonu.....	37
5.2.3 Zadání zatížení a okrajových podmínek na kryt spojky .....	39
5.2.4 Výsledky napětí v krytu spojky od příčného pohonu .....	40
5.2.5 Výsledky napětí v krytu spojky od podélného pohonu.....	41
6 Pevnostní kontrola šroubů a pera.....	43
7 Návrh a výpočet zubové spojky .....	46

7.1	Návrh zubové spojky.....	46
7.2	Výpočet zubové spojky .....	47
8	Zhodnocení pohonu dopravníku se zubovou spojkou .....	51
9	Závěr .....	52
	Seznam použité literatury.....	54
	Seznam výkresové dokumentace.....	55
	Seznam příloh.....	56



## Seznam použitého značení:

B	Vnitřní šířka dopravníku	[mm]
D	Roztečný průměr řetězového bubnu	[mm]
$D_{oz}$	Roztečná kružnice ozubení	[mm]
$D_S$	Roztečný průměr šroubů	[mm]
F	Celková obvodová síla	[kN]
$F_B$	Síla na přetržení řetězu	[kN]
$F_d$	Síla v dolní větvi dopravníku	[kN]
$F_{G1, G2}$	Tíhová síla od pohonu	[N]
$F_h$	Síla v horní větvi dopravníku	[kN]
$F_N$	Síla působící za provozu	[kN]
$F_{N1, N2}$	Tahová síla na šroub	[kN]
$F_{nB}$	Síla nabíhající na vratný řetězový buben	[kN]
$F_o$	Osová síla ve šroubu od tíhy pohonu a klopné síly	[N]
$F_o'$	Osová síla ve šroubu od tíhy pohonu	[N]
$F_P$	Předpětí řetězu	[kN]
$F_{PT}$	Síla působící na pero od točivého momentu	[kN]
$F_{P1, P2}$	Síla působící na pero	[N]
$F_T$	Síla od točivého záběrového momentu	[N]
$F_{Test}$	Testovací síla řetězů	[kN]
$F_{Z1, Z2}$	Síla působící na jeden zub	[N]
$F_{záb}$	Záběrová síla	[kN]
$G_{1,2}$	Tíhové síly od krytu spojky	[N]
H	Výška dopravní tratě	[mm]
KA	Rozteč řetězů	[mm]
L	Délka dopravníku	[m]
$M_{KS1, KS2}$	Klopný moment od pohonů na šrouby	[Nm]
$M_{KP1, KP2}$	Klopný moment od pohonů na pero	[Nm]
$M_o$	Ohybový moment	[N/m]
$P_{CD}$	Celkový výkon hřeblového dopravníku	[kW]
$P_h$	Stoupání závitu šroubu	[mm]
$P_j$	Jmenovitý výkon	[kW]
$P_{Řvys}$	Příkon poháněcí stanice	[kW]
$P_{Řvra}$	Příkon vratné stanice	[kW]

$P_{vys}$	Výkon poháněcí stanice	[kW]
$P_{vra}$	Výkon vratné stanice	[kW]
$Q$	Dopravní výkon	[t/hod]
$Q_S$	Skutečné dopravní množství	[t/hod]
$\Delta_Q$	Odchylka dopravního množství	[%]
$R_e$	Mez kluzu šroubu M36x2-215 10.9	[MPa]
$R_{eS690 Q}$	Mez kluzu oceli S690 Q	[MPa]
$R_{e42CrMo4+A}$	Mez kluzu oceli 42CrMo4+A	[MPa]
$R_{e42CrMo4+QT}$	Mez kluzu oceli 42CrMo4+QT	[MPa]
$S$	Teoretická průřezová plocha dopr. materiálu	[m <sup>2</sup> ]
$S_V$	Skutečná průřezová plocha dopr. mat.	[m <sup>2</sup> ]
$T_M$	Točivý moment elektromotoru	[N/m]
$T_P$	Točivý moment převodovky	[N/m]
$T_{VZ}$	Záběrový točivý moment	[N/m]
$T_Z/T_N$	Násobek záběrného momentu	[-]
$U_M$	Napájecí napětí	[V]
$W_k$	Modul průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_o$	Modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$b$	Šířka pera	[mm]
$b_1$	Délka drážkování	[mm]
$b_{2,3}$	Minimální vnější a vnitřní šířka článku řetězu	[mm]
$b_4$	Šířka ozubení	[mm]
$c$	Výška boku hřebľa	[mm]
$c_1$	Součinitel odporu proti pohybu dopr. materiálu	[-]
$c_2$	Součinitel odporu v horní větvi dopravníku	[-]
$c_3$	Součinitel odporu ve spodní větvi dopravníku	[-]
$d$	Průměr profilu řetězu	[mm]
$d_{a1}$	Hlavový průměr vnějšího drážkování	[mm]
$d_{a2}$	Hlavový průměr vnitřního drážkování	[mm]
$d_h$	Patní průměr drážkování hřídele	[mm]
$d_{S1}$	Střední průměr drážkování	[mm]
$d_{S,2,3}$	Průměry šroubu M36x2-215 10.9	[mm]
$f$	Součinitel tření	[-]
$f_Z$	Součinitel smykového tření na metrickém závitu	[-]
$g$	Gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]

$h$	Výška hřebľa	[mm]
$h_1$	Výška drážkování	[mm]
$h_2$	Výška ozubení	[mm]
$i_p$	Převodový poměr převodovky	[-]
$k$	Bezpečnost proti prokluzu	[-]
$k_{H1,H2}$	Statická bezpečnost hřídele a drážkování	[-]
$k_N$	Statická bezpečnost ozubení	[-]
$k_S$	Statická bezpečnost šroubu	[-]
$k_{1,2,3,4}$	Statické bezpečnosti krytu spojky	[-]
$k_\phi$	Součinitel zaplnění dopravní tratě	[-]
$l$	Délka hřebľa	[mm]
$l'$	Výpočtová délka pera	[mm]
$l_{kn1, kn2, kn3, kn4}$	Vzdálenosti těžišť krytu a nap. zařízení	[mm]
$l_{m, m1, m2}$	Vzdálenosti těžišť elektromotoru	[mm]
$l_{př1, př2, př3}$	Vzdálenosti těžišť převodovky	[mm]
$l_p$	Vzdálenost pera od osy	[mm]
$l_S$	Rozteč šroubů	[mm]
$m$	Modul ozubení	[mm]
$m_H$	Hmotnost hřebľa	[kg]
$m_{K1, K2}$	Hmotnosti krytu spojky	[kg]
$m_{m, kn}$	Hmotnosti elektromotoru a krytu s napínáním	[kg]
$m_{př1, př2}$	Hmotnosti převodovek	[kg]
$m_R$	Metrová hmotnost řetězu	[kg/m]
$n_B$	Rychlost otáček řetězového bubnu	[ot/min]
$n_M$	Rychlost otáček motoru	[ot/min]
$n_R$	Počet řetězů	[-]
$p_1$	Měrný tlak na otláčení pera	[MPa]
$p_{D1,D2}$	Dovolený měrný tlak	[MPa]
$p_{Z1,Z2}$	Měrný tlak na otláčení boků zubů	[MPa]
$q_1$	Hmotnost 1 metru dopravovaného materiálu	[kg/m]
$q_2$	Hmotnost 1 metru řetězového úseku	[kg/m]
$s_1$	Šířka paty zubu drážkování	[mm]
$s_f$	Šířka paty zubu ozubení	[mm]
$t$	Rozteč článků řetězu	[mm]
$v$	Rychlost dopravníku	[m/s]

$v_{DK}$	Rychlost dobývajícího kombajnu	[m/min]
$v_S$	Skutečná rychlost dopravníku	[m/s]
$\Delta v$	Rychlost toku materiálu	[m/s]
$z$	Počet zubů řetězového kola	[-]
$z_1$	Počet zubů drážkování	[-]
$z_2$	Počet zubů ozubení	[-]
$\alpha$	Úhel sklonu dopravníku	[°]
$\alpha_H$	Úhel sklonu spodní části hřebela	[°]
$\beta$	Úhel sklonu horní části hřebela	[°]
$\sigma_{1,2,3,4}$	Napětí v krytu spojky	[MPa]
$\sigma_{RED,RED1,RED2}$	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_t$	Tahové napětí ve šroubu	[MPa]
$\sigma_{o1,o2}$	Ohybové napětí	[MPa]
$\tau$	Napětí v krutu od utažení matice	[MPa]
$\tau_K$	Napětí v krutu	[MPa]
$\tau_S$	Napětí ve stříhu na pero	[MPa]
$\tau_{S1,S2}$	Napětí ve stříhu	[MPa]
$\tau_{DS}$	Dovolené napětí ve stříhu	[MPa]
$\eta$	Účinnost převodovky	[-]
$\eta_{PS}$	Účinnost poháněcí stanice	[-]
$\eta_{PV}$	Účinnost vratné stanice	[-]
$\rho$	Měrná hustota uhlí	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\varphi'$	Třecí úhel závitu	[°]
$\psi$	Úhel stoupání závitu	[°]
$\psi_Z$	Součinitel zakřivení tratě	[-]
$\psi_D$	Dynamický sypný úhel uhlí	[°]
$\cos \varphi$	Účinník elektromotoru	[-]

## Úvod:

Podle statistických údajů o těžbě černého uhlí v ČR je patrné, že toto odvětví pomalu upadá. V minulém století bylo bývalé Československo, především Ostravsko – Karvinsko centrem dobývání tohoto nepostradatelného tuhého paliva. Od té doby byla spousta hlubinných dolů v ČR zavřena. Tím se může zdát, že dopravníkové systémy používané v hlubinných dolech, mezi které patří i hřeblové dopravníky, jsou čím dál méně využity v praxi. Na druhé straně stále rozvíjející se těžba černého uhlí v hlubinných dolech v zahraničí a to zejména v Austrálii, Asii, Indii a Jižní Americe dává příležitost tuzemským firmám, zabývajícím se výrobou zařízení pro doly exportovat tyto zařízení do zahraničí. Je tedy jasné, že z důvodu velké konkurence na tuzemském, ale hlavně na světovém trhu musí stále probíhat vývoj těchto důlních zařízení. Neustále je co zdokonalovat a hřeblové dopravníky nejsou výjimkou. Stále se vylepšují materiály, výrobní technologie a také konstrukční řešení jednotlivých částí dopravníku.

Předmětem diplomové práce je zpracování konstrukčního návrhu pohonu hřeblového dopravníku se zubovou spojkou. Zubová spojka, kterou navrhuji, umožňuje snadnější montáž a demontáž pohonu dopravníku a při výměně či opravě řetězového bubnu umožňuje pouze demontáž tohoto bubnu, aniž by se musel demontovat celý pohon. V diplomové práci se dále zabývám vyčíslením odporů působících proti pohybu, zjištěním potřebného příkonu poháněcí a vratné stanice dopravníku. V zadání práce je také konstrukčně navrhnout a pevnostně spočítat kryt zubové spojky, na kterém je připevněn celý pohon dopravníku. Tato diplomová práce je zpracována pro firmu Ostroj Opava a.s.

## 1 Hřeblové dopravníky

Hřeblové dopravníky jsou určeny k dopravě horniny v obzvláště těžkých podmínkách a k vedení dobývacích strojů. Dopravovaný materiál je posouván dopravním řetězem v horní části žlabů tvořících trať dopravníku. Ve spodní části žlabů se pohybuje vratná větev dopravního řetězu. Doprava může být realizována jako vodorovná nebo úklonná a to až v rozsahu  $\pm 35^\circ$ . Délky hřeblových dopravníků se pohybují do 400 m. Vždy však záleží na konkrétních podmínkách v dole, kde je dopravník instalován. Hřeblový dopravník je sestaven z poháněcí stanice, tratě dopravníku, dopravního řetězu s hřebly a vratné stanice.

Hřeblové dopravníky se používají pro dopravu sypkého hrubozrnného materiálu, především uhlí nebo kameniva. Nejsou vhodné pro dopravu abrazivních a lepivých materiálů, protože dochází k styku materiálu s kluznicí žlabu při dopravě. Při dopravě abrazivního materiálu se zkracuje životnost dopravníku, protože dochází velkému opotřebení kluznice dopravní tratě.

U hřeblových dopravníků je řetězové pásmo s hřebly vedeno ve žlabu kluzně, takže vznikají velké odpory proti pohybu. Proto je tento druh dopravy, ve srovnání s jinými typy dopravníků, velmi energeticky náročný. I přes tuto výraznou nevýhodu jsou hřeblové dopravníky s dopravníky pásovými prakticky jediné, které se používají pro dopravu materiálu v dolech.

### **Výhody hřeblových dopravníků:**

- nízká, robustní a jednoduchá konstrukce, která umožňuje pojezd dobývacího kombajnu nebo pluhového zařízení
- snadné přesunutí dopravníku pomocí přesouvacího zařízení, bez nutnosti rozebrání dopravníku
- úklonná doprava v rozsahu  $\pm 35^\circ$
- odolnost vůči vyšším teplotám

### **Nevýhody hřeblových dopravníků:**

- velká spotřeba elektrické energie vlivem kluzného tření řetězového pásma s hřebly a dopravovaného materiálu o kluznici žlabu tratě dopravníku
- velká hmotnost a velké opotřebení
- nežádoucí drcení uhlí při dopravě
- hlučnost

### **Hřeblové dopravníky se dělí podle účelu použití takto:**

**Porubové (stěnové)** - nejvíce používané typy hřeblových dopravníků. Slouží k dopravě rozpojeného uhlí z porubu na další část dopravní trasy, nejčastěji na sběrný dopravník. Umožňují pojezd dobývacího kombajnu nebo pluhu po horní části žlabu. Porubový dopravník musí umožňovat snadné přesunutí ve směru dobývání uhlí. Žlab tohoto dopravníku je osazen pojezdem kombajnu, ozubnicí, jednostranným nástavným plechem, kde jsou umístěny kabely od kombajnu, elektroinstalace a hadice pro skrápění. Délka porubového dopravníku může být až 400 m a šířka žlabů se pohybuje okolo 1000 mm.

**Sběrné** – používají se pro úsekovou dopravu vytěženého materiálu mezi porubem a dalším sběrným dopravníkem, nejčastěji pásovým. Sběrné dopravníky jsou kratší než porubové. Délky se pohybují v desítkách metrů. Pohon je většinou umístěn pouze na poháněcí stanici. Šířka žlabu je větší (okolo 1300 mm) než u porubových dopravníků. Žlaby sběrného dopravníku jsou osazeny oboustrannými nástavnými plechy. Konstrukce sběrných dopravníků může být uzpůsobena možnému zavěšení na závěsnou dráhu a tím snazší posun dopravníku ve směru dobývání.

**Pomocné** – jsou podobné jako sběrné hřeblové dopravníky. Tyto pomocné dopravníky se využívají při ražení nových chodeb. Jejich konstrukce je uzpůsobena možné spolupráci s razicími kombajny, nakladači atd. Velikost pomocných hřeblových dopravníků se liší v závislosti na místě a účelu využití.

## **2 Pohony hřeblových dopravníků a pluhů**

Na počátku této práce jsem zjišťoval jakou skladbu pohonu dopravníků a pluhů používají různé firmy, které se již dlouhodobě zabývají důlními stroji a zařízením. V pohonech hřeblových dopravníků a pluhů se stále zvyšují nároky na nárůst instalovaných příkonů, jak z hlediska délky porubu, tak z hlediska rychlosti pluhového zařízení. Tím se zvyšují nároky na řízení a také ochranu těchto pohonů před přetížením. V dnešní době jsou hlavní požadavky na pohon pluhů a dopravníku tyto:

- prodloužená životnost řetězu, řetězových kol
- plné využití instalovaného příkonu bez přetížení motorů
- ochrana před rázovým zatížením pohonu hřeblového dopravníku a pluhu
- spolehlivý systém řízení pohonů (rozběh, doběh, vyrovnání výkonů)

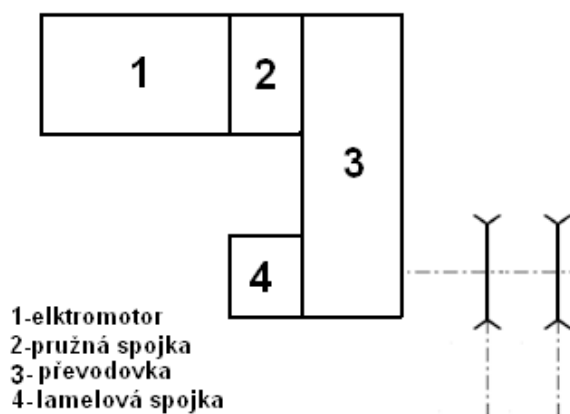
V minulosti se používaly pohony do sta kilowattů, ale v dnešní době jsou to už stovky kilowattů, nebo jde také o pohony v megawattech. Z hlediska elektromotorů se používaly dvouotáčkové elektromotory pro pohon pluhu z důvodu přeložení dopravníku těživem. Už vůbec se neřešilo vyrovnání výkonů obou pohonů, což je velice důležité z hlediska využitelnosti obou pohonů pluhu.

Jedním z hlavních článků pluhového pohonu je ochrana před rázovým zatížením a přetržením řetězu v případě zablokování pluhového tělesa v pilíři. Tento problém je většinou řešen prokluzovou lamelovou spojkou, která je umístěna buď přímo ve skříni převodovky, nebo tvoří spojovací článek mezi převodovkou a řetězovým kolem. Vzhledem k neustále rostoucím instalovaným příkonům se ochrana proti přetížení stává do budoucna ještě důležitější.

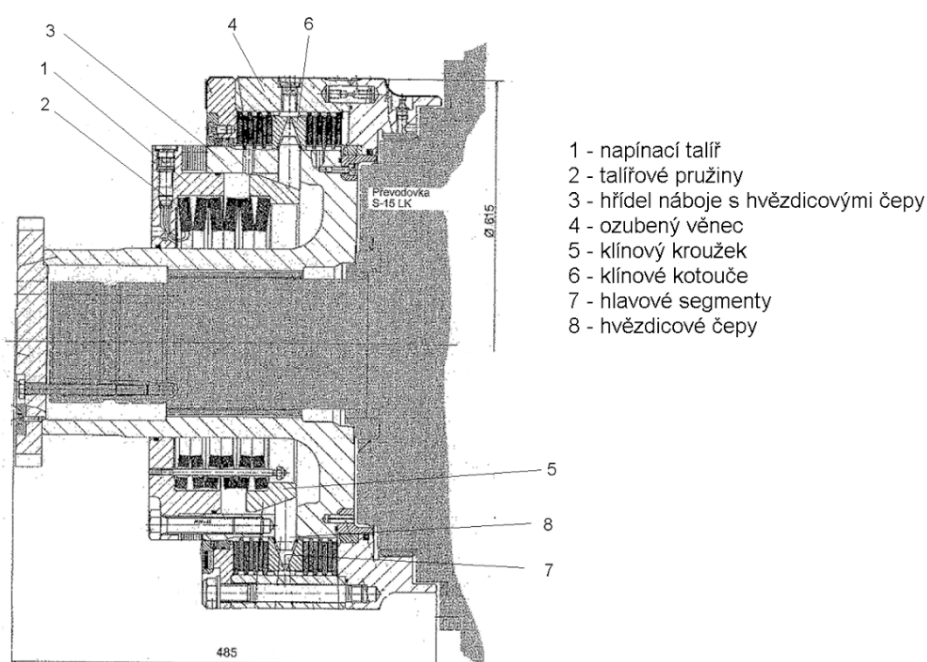
### **2.1 Popis pohonu firmy DBT**

V této skladbě pohonu (obr. 2.1) vidíme elektromotor spojen s pružnou spojkou a s převodovkou od firmy [8]. Převodovka S-15 LK má na výstupní hřídeli mazanou lamelovou třecí spojkou (obr. 2.2). Rozsah převodových poměrů převodovky uvádí výrobce od  $i = 16$  do  $i = 50$ . U mazaných spojek jsou daleko menší hodnoty koeficientu tření než u spojek nemazaných, ale za to se pomocí oleje dobře odvádí teplo vzniklé prokluzem lamel. Tento typ spojek se vyskytuje u většiny výrobců.





Obr. 2.1 – Skladba pohonu [8]



Obr. 2.2 – Lamelová spojka v převodovce S-15LK [8]

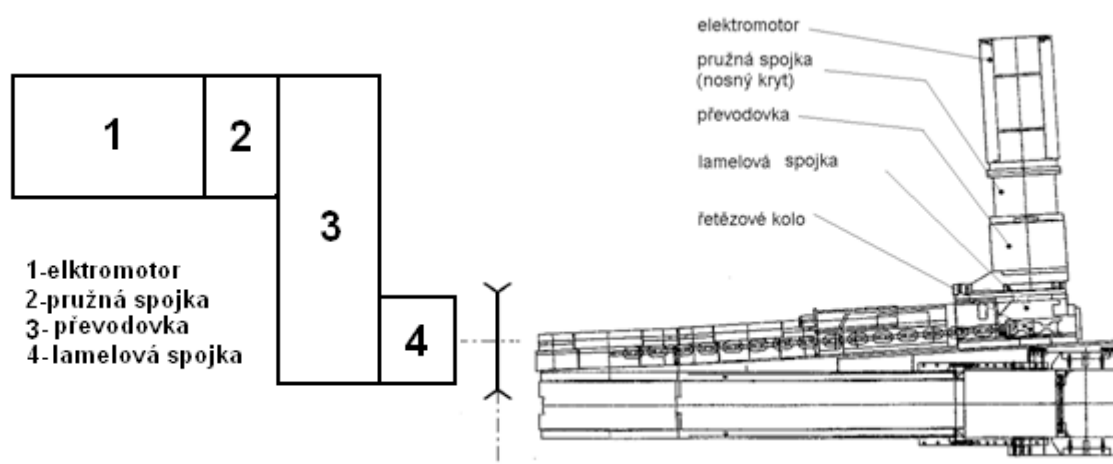
**Popis funkce lamelové spojky:** Krouticí moment se přenáší třecím stykem lamel spojky (obr. 2.2). Nastavuje se pomocí předepjatého svazku talířových pružin. Talířové pružiny (2) se předepnou podle polohy napínacího talíře (1). Výše předpětí přímo závisí na vzdálenosti mezi napínacím talířem a vnější částí hřídele náboje s hvězdicovými čepy (8). Tato vzdálenost je určována tloušťkou svazků distančních plechů. Síla pružin působí přes klínový kroužek (5), hvězdicové čepy (8), hlavové segmenty (7) a klínové kotouče (6) na lamely spojky.

Nastavení spojky závisí do značné míry na podmínkách, které jsou na příslušném pracovišti (pevnost uhlí, poruchy atd.). Protože jsou tyto poměry zpravidla proměnlivé, lze pouze uvést rozsah, v němž se optimální nastavovací hodnota nachází. Změna nastavení tažné síly v řetězu  $F_{\max}$  (změna nastavení velikosti přenášeného krouticího momentu), kterou může

lamelová spojka ještě přenášet, přímo závisí na síle, kterou působí napínací sada na lamely spojky. Tuto sílu lze přidáním či odebráním distančních plechů snižovat nebo naopak zvyšovat.

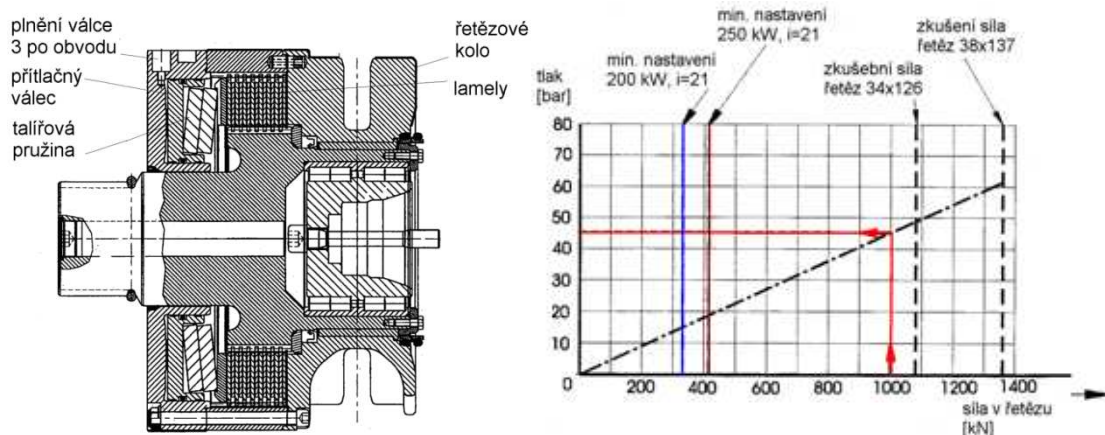
## 2.2 Popis pohonu firmy Halbach & Braun

V další skladbě pohonu opět vidíme klasické uspořádání (obr. 2.3) elektromotor, spojka, převodovka a lamelová spojka, která je umístěna mezi převodovkou a řetězovým kolem.



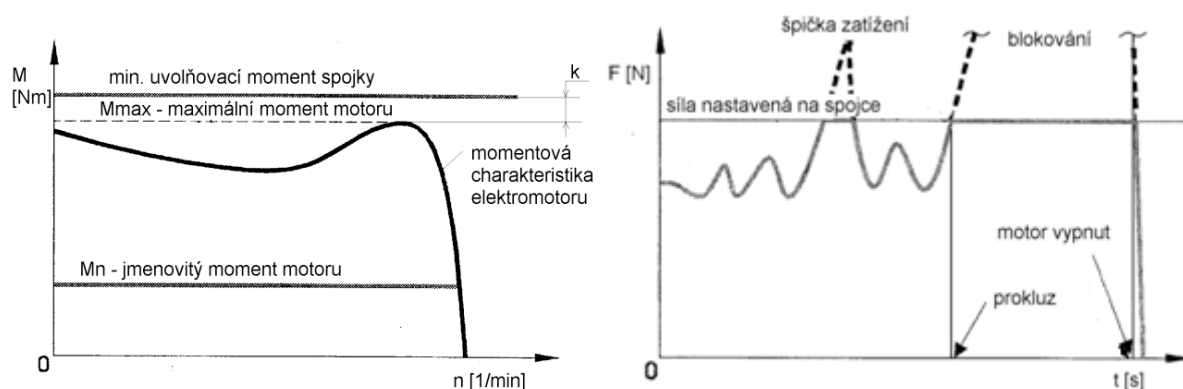
Obr. 2.3 – Skladba pohonu [10]

**Popis funkce ochrany proti přetížení pohonu:** Lamelová spojka (obr. 2.4) firmy [10] má stejný princip přenosu energie jako u pohonu firmy [8]. Je ponořena v oleji, tudíž mazaná a je ovládána hydraulicky. Součástí lamelové spojky je i řetězové kolo. Vše je jako celek vsazeno do rámu pohonu pluhu. Výrobce této spojky udává minimální sílu na spojce, kterou představuje:  $F_{\min \text{ vyp}} = M_{\max} \cdot k \cdot i_{ps} \cdot R$  [N]



Obr. 2.4 – Lamelová spojka a oblast nastavení lamelové spojky [10]

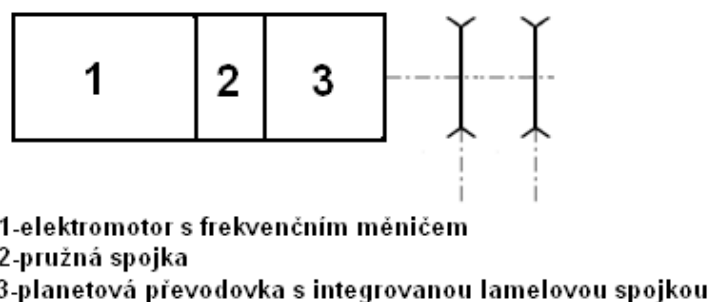
Minimální síla na spojce  $F_{minvyp}$  je přímo úměrná maximálnímu momentu motoru  $M_{max}$ , dále koeficientu bezpečnost  $k$ , skutečnému převodovému poměru  $i_{ps}$  a poloměru roztečného průměru řetězového kola  $R$ . Maximální síla, na kterou lze nastavit spojku, je dána zkušebním zatížením řetězu sníženou o bezpečnost (obr. 2.5) nebo maximálně přípustným moment na výstupu z převodovky.



Obr. 2.5 – Stanovení minimální vypínací síly a pracovní oblast spojky [10]

### 2.3 Popis pohonu firmy DBT

Pohon (obr. 2.6) je řízen frekvenčním měničem. Lze řídit jak rozjezd, tak dojezd pluhového tělesa po zadané křivce. Hlavní výhodou pohonů firmy [8] je vyrovnaní výkonů obou motorů, což je jedno z nejdůležitějších hledisek. Elektromotor s integrovaným frekvenčním měničem či motor ovládaný frekvenčním měničem lze také použít u jakékoliv skladby pohonu, kde potřebujeme parametry pohonů ovládat.



Obr. 2.3 – Skladba pohonu [8]

Toto řešení vyrovnaní výkonů je mnohem jednodušší než v předchozím případě. S použitím frekvenčního měniče lze nejenom řídit vyrovnaní výkonů  $\pm 3\%$ , ale je to

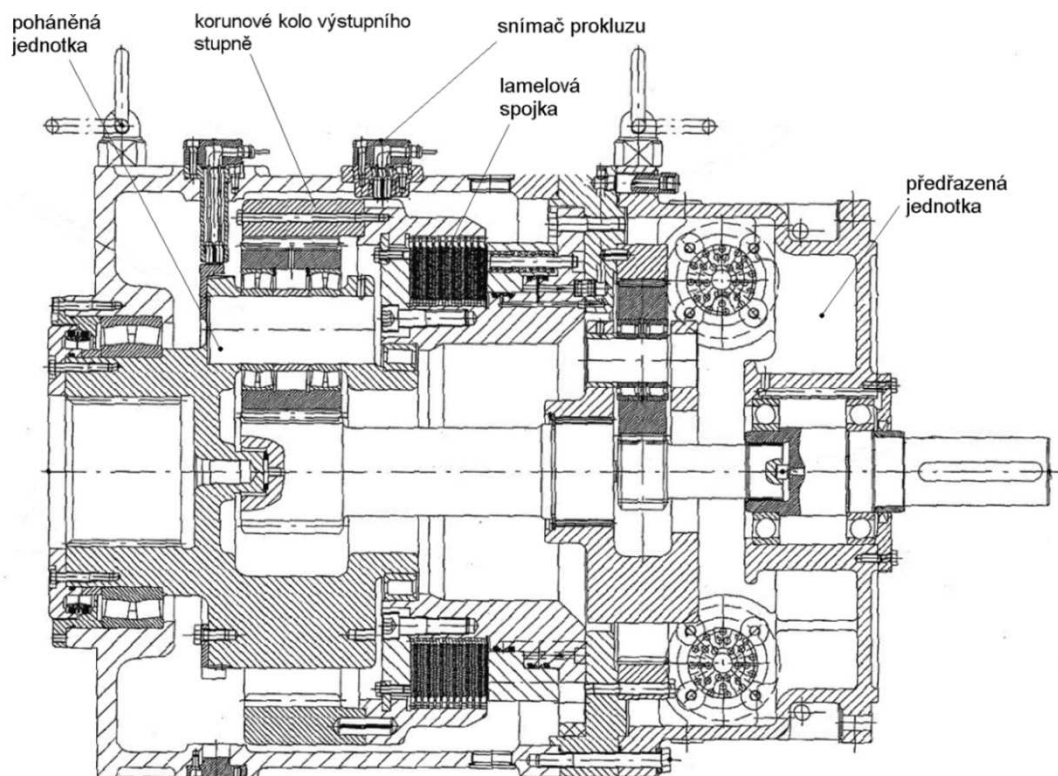
v podstatě 0 – 100%. Další výhodou je nezávislost frekvenčního měniče na typu elektromotoru – lze použít na jakýkoliv elektromotor.

Motor s převodovkou je spojen pružnou spojkou. V této části je navíc umístěno hydraulické napínání pro vytvoření dostatečného předpětí v tažném řetězu. Planetová převodovka je s integrovanou lamelovou spojkou na výstupu. Rozsah převodových poměrů převodovky je od  $i = 16$  do  $i = 50$ .

**Popis funkce ochrany proti přetížení pohonu:** Lamelová spojka se zavírá hydraulicky a drží korunové kolo výstupního planetového stupně. V případě přetížení spojka proklouzne a korunové kolo se pohne. Na korunovém kole jsou umístěny spínací praporky, nad nimiž se nacházejí dva redundantně zapojené indukční přibližovací spínače jako snímače prokluzu. V případě zjištění prokluzu vypnou motory a pohon je chráněn před špičkovým zatížením. Pro spolehlivé přenášení maximálního přípustného momentu převodovky se ve spojce vytvoří definovaný tlak. Tento tlak je závislý na velikosti převodovky, převodu a hnacích motorech. Vytváří se pomocí ručního čerpadla. Aktuální tlak udává manometr.

Hydraulické zařízení se v podstatě skládá z ručního čerpadla, akumulátorové patrony a elektronické kontroly tlaku soustavy. Akumulátorová patrona má v soustavě vyrovnávat nepatrné ztráty prosakováním a kompenzovat rozpínání působením tepla.

Převodovka je připravena k provozu po vytvoření tlaku v prostoru válce spojky. Tento tlak načítá řídicí počítač. Pokud je ve válci spojky příliš nízký tlak, nelze zapnout motory. Pokud tlak klesne během provozu, motory se vypnou.



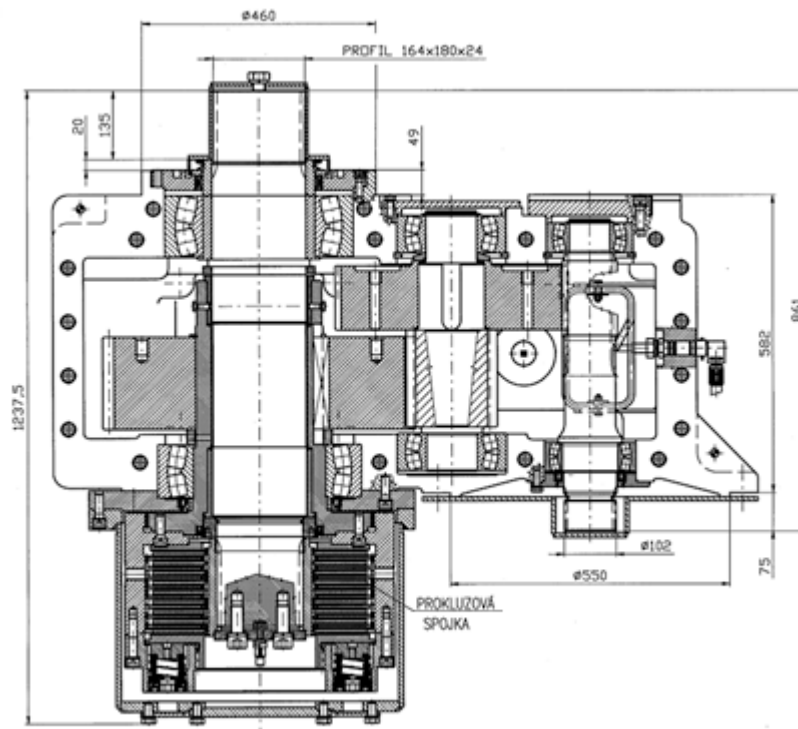
Obr. 2.4 – Převodovka P30UEL-R [8]

## 2.4 Popis pohonu firmy Ostroj Opava a.s.

Jedním z klasických uspořádání pohonu je pohon od firmy [11] (obr. 2.8). Motor je spojen s pružnou spojkou a s řaditelnou převodovkou, jejíž vyšší převodový poměr se používá pouze pro manipulaci s řetězem, dále klasická převodovka (pro výkon motoru 160 kW), která je na výstupním dutém hřídeli opatřena nemazanou lamelovou třecí spojkou (pro tah v řetězu do 500 kN) přitlačovanou pružinami (obr. 2.9). Toto zařízení chrání pluhový pohon proti rázovým přetížením řetězu a zablokování pluhového tělesa.

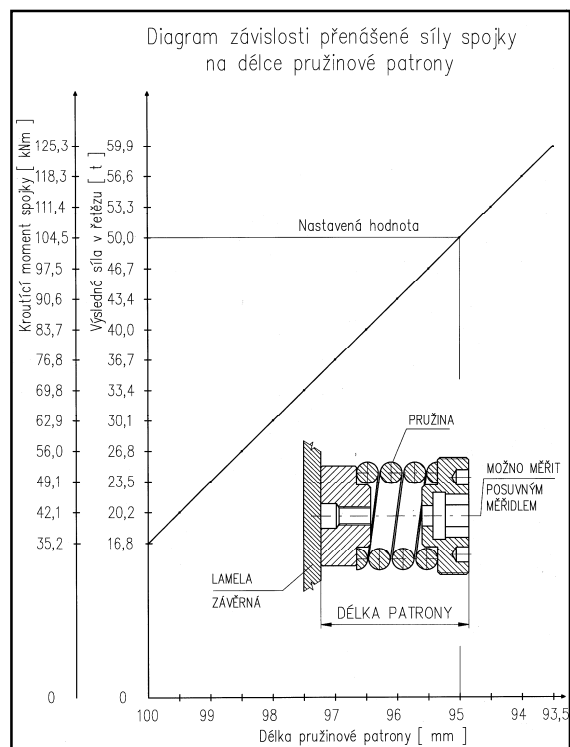


Obr. 2.5 – Skladba pohonu [11]



Obr. 2.6 – Převodovka s lamelovou spojkou s nastavením pružin firmy [11]

**Popis funkce ochrany pohonu proti přetížení:** Nastavení momentu na lamelové spojce se děje pomocí nastavení délky patron pružin, kterou lze po sejmutí krytu spojky seřídit na požadovaný přenášený krouticí moment (obr. 2.10). Velikost nastavení se odečte z grafu. Seřízení lamelové spojky je velice citlivé na přesné nastavení délky jednotlivých patron. Při změně délky patron o 1 mm dostáváme sílu v řetězu o 7 kN vyšší či nižší a přenášený krouticí moment se pohybuje v určitém rozmezí, daném nepřesností seřízení. Rovněž se musí počítat s tím, že každá patrona s pružinou má svou vlastní charakteristiku, která se u jednotlivých pružin v soustavě liší a navíc, nastavíme-li na každé patroně jinou délku, nedostaneme rovnoměrně rozložený tlak na lamely spojky. I přes výše uvedené „nevýhody“ nedestrukční lamelové spojky se pohon s takovou skladbou v provozu osvědčil.



Obr. 2.7 – Diagram závislosti přenášené síly spojky na délce pružinové patrony

## 2.5 Popis pohonu s řízením CST firmy DBT

Tento druh pohonu se zejména používá u porubových dopravníků, kde je nutné využití maximálního záběrového momentu všech motorů pohonů dopravníku a další požadavky kladené na pohon porubového dopravníku.

Tento porubový pohon od firmy [8] (obr. 2.11) je ve spojení motor, pružná spojka a planetová převodovka s mazanou lamelovou spojkou, umístěnou uvnitř převodovky s elektronickým řízením prokluzu spojky CST (Controlled Start Transmission). Převodovky mají označení CST 30 (45, 65), kde hodnota za CST znamená hodnotu špičkového momentu na výstupu z převodovky.



Obr. 2.8 – Skladba pohonu s řízením CST [8]

Tento pohon má velké výhody:

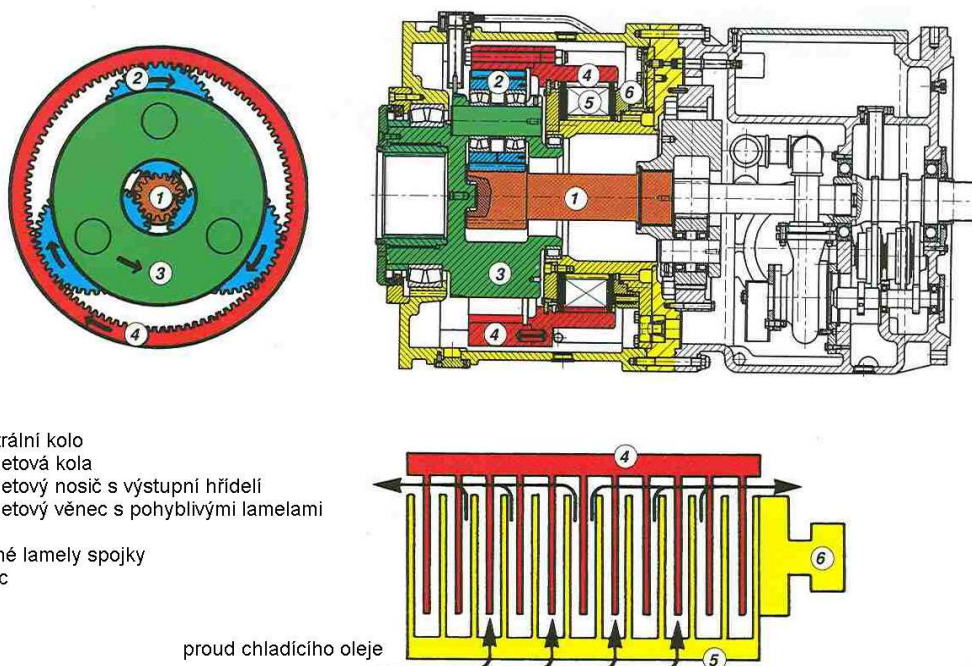
- měkký a plynulý rozjezd
- vyrovnaní tahu
- ochranu proti přetížení
- napnutí řetězu

Pro vlastní napnutí řetězu se používá hydraulické napínací zařízení, které je umístěno mezi motor a planetovou převodovku.

**Konstrukce převodovky:** Převodovky jsou konstruovány modulovým způsobem a jsou složeny ze dvou skříní (obr. 2.12), které jsou pevně spojeny. V jedné skříní je planetová převodovka nebo planetová převodovka s kuželovým soukolím se speciální spojkou. V druhé skříní je CST – napájecí jednotka s čerpadlem pro olej, který pro chlazení proudí lamelovou spojkou. V této skříní je rovněž hydraulické ovládání a akumulátor naměřených hodnot. Vše je spojeno s programovatelným ovládáním PMC-D. Je to systém pro hlídání ovládání pohonu. Pomocí různých naměřených hodnot je možno programovat rozjezdovou charakteristiku a pomocí prokluzu lamel spojky ji regulovat. Síla je regulována PMC-D počítačem.

**Popis funkce převodovky:** Asynchronní motor se rozběhne nezatížený. Centrální kolo (1) (obr. 2.12) je v záběru s planetovými koly (2), které pohánějí planetový věnec s lamelami spojky (4), které jsou v něm upevněny. Jakmile dojde válcem ke stlačení pohyblivých a pevných lamel (5) spojky k sobě, přenáší se síla na výstupní hřídel (3), který je spojen s planetovým nosičem a výstupní hřídel se začíná otáčet. Planetový věnec (4) s pohyblivými lamelami je zabrzděn.

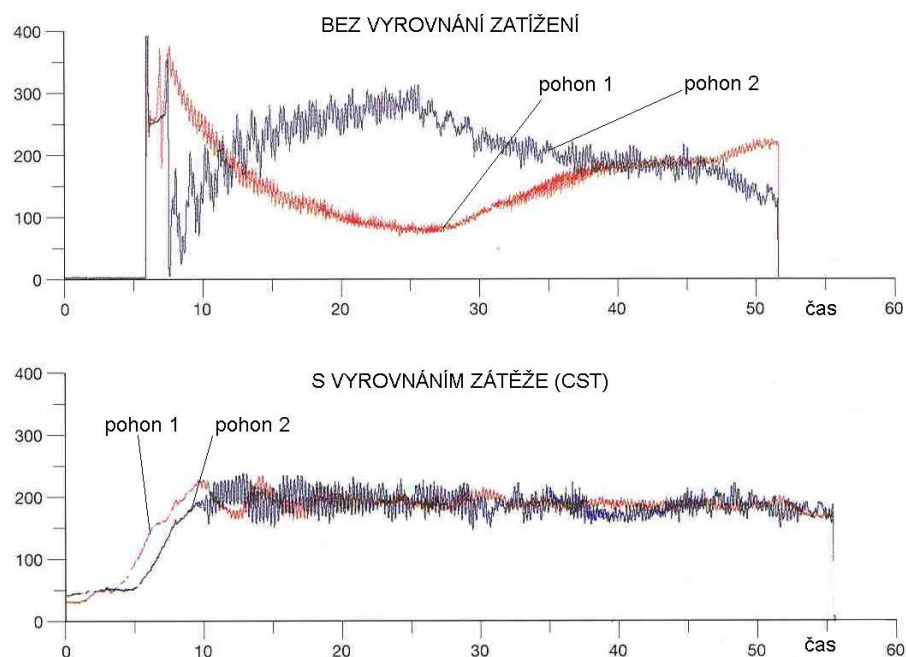




Obr. 2.9 – Planetová převodovka s lamelovou spojkou – firmy [8]

Start jednotlivých motorů je odstupňován s využitím časové prodlevy. To je zejména důležité pro minimalizaci poklesu napětí v důlní síti. Krouticí moment je aplikován nejprve na řetězové kolo vratného pohonu tak, aby se odstranil veškerý stávající průhyb řetězu. Přítlak spojky se zvyšuje až do dosažení požadovaného záběrového momentu. Provozní prokluz je obvykle 0,2%. Současně lze ve stejný okamžik využít plný záběrový moment všech motorů. To umožňuje spuštění dopravníku i v případě jeho plného zatížení.

Přesného rozložení zatížení (obr. 2.13) mezi pohony se dosahuje díky neustálému měření spotřeby výkonu nebo proudu u všech pohonů a odpovídajícím nastavením prokluzu. To obsluze dopravníku umožňuje neustálé plné využívání instalovaného příkonu na úrovni nejvyšší účinnosti, čímž se minimalizuje riziko přetížení.



*Obr. 2.10 – Porovnání pohonů bez vyrovnání zátěže a s vyrovnáním zátěže CST*

Kombinace CST a PMC-D je poslední nejmodernější novinkou v hnacích systémech porubových dopravníků. Umožňuje spuštění motoru pod nulovým zatížením, měkký start a synchronizovaný rozběh dopravníku pod velkým zatížením, stejně jako přesné rozložení zatížení mezi pohony a rychlou ochranu řetězu proti přetížení.

### 3 Výpočet hřeblového dopravníku

Pomocí výpočtu zadaného hřeblového dopravníku je potřeba zjistit maximální síly působící na konstrukci dopravníku a dopravní řetěz. Podle zadaného dopravovaného množství tímto dopravníkem zjistíme potřebný výkon elektromotorů. Součástí výpočtu je vytvořit graf závislosti výkonu na úklonu dopravníku ( $-10^\circ$  až  $+10^\circ$ ).

Výpočet hřeblového dopravníku je proveden v souladu s normou ON 44 5721. Součinitelé odporu proti pohybu horní, či dolní větve, zakřivení tratě a účinnosti pohonů, jsou použity na základě hodnot, používaných v praxi. Tímto se dosáhne daleko přesnějších výsledků a výpočet je ověřen praktickými zkušenostmi.

#### 3.1 Zadané hodnoty

Hřeblový dopravník bude poháněn elektromotory o výkonu 200/400 [kW]. Podle výpočtu se určí, kolik těchto elektromotorů bude potřeba. Převodovka velikosti 25 s převodovým poměrem 39 [-], bude ve spojení s elektromotorem pomocí pružné spojky a nosného krytu. Pro snadnější demontáž řetězového bubnu je spojena převodovka s hřídelí řetězového bubnu pomocí zubové spojky. Mezi rámem a převodovkou je umístěn kryt zubové spojky. Ten je ve dvou provedeních a to s rozměrem mezi rámem a převodovkou 535 [mm] a 760 [mm].

Tab. 3.1 – Zadané hodnoty pro výpočet hřeblového dopravníku

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Dopravní výkon	Q	1200	[t/hod]
Rychlost dopravy	v	1	[m/s]
Délka dopravníku	L	225	[m]
Vnitřní šířka dopravníku	B	800	[mm]
Počet zubů řetězového kola	z	7	[-]
Dopravní řetěz	-	38x137	[mm]
Rozteč řetězů	KA	200	[mm]

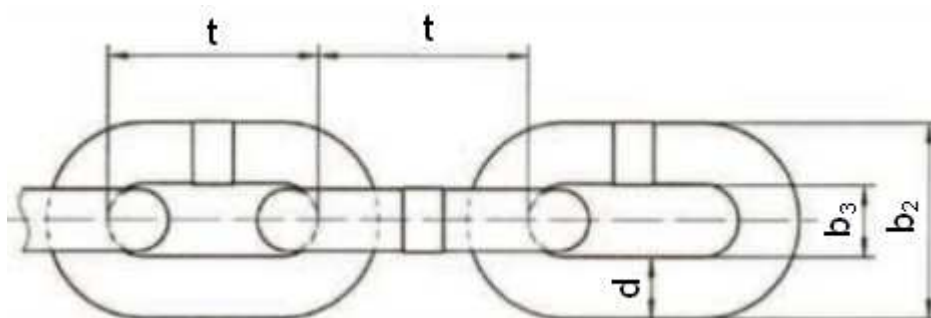
### 3.2 Volba řetězového úseku

Řetězový úsek je nejdůležitější součástí celého hřeblového dopravníku a skládá se z řetězu, hřebel a řetězové spojky. Řetěz je nejvíce namáhanou součástí dopravníku. Přenáší točivý moment od poháněcí stanice, ale také statické a dynamické síly, které vznikají dopravou těženého materiálu. Správná volba řetězu a jeho výpočetní kontrola zajišťuje bezpečnost a životnost dopravníku. Je vhodné řetěz předimenzovat a to i za vyšší pořizovací náklady, protože dochází k opotřebování článků třením o dno žlabu a mechanickými účinky dopravovaného materiálu.

Řetěz, jehož velikost byla zadána 38x137, volím vysokopevnostní párovaný článkový pro důlní zařízení, od německého výrobce THIELE, dle normy DIN 2252.

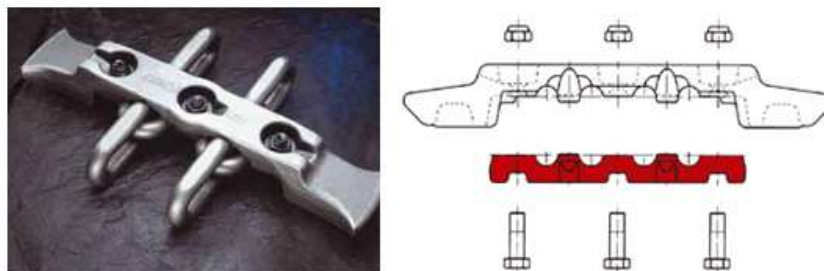
Tab. 3.2 – Katalogové hodnoty zvoleného řetězu

Typ řetězu			
ŘETĚZ DIN 2252 - 38x137 - THD			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Průměr profilu řetězu	d	38	[mm]
Rozteč článků řetězu	t	137	[mm]
Vnitřní šířka článku (min.)	b <sub>3</sub>	41	[mm]
Vnější šířka článku (min.)	b <sub>2</sub>	121	[mm]
Počet řetězů	n <sub>R</sub>	2	[-]
Testovací síla řetěz	F <sub>Test</sub>	1360	[kN]
Síla na přetržení řetězu	F <sub>B</sub>	1820	[kN]
Metrová hmotnost řetězu	m <sub>R</sub>	29	[kg/m]



Obr. 3.1 – Schéma rozměrů řetězu [14]

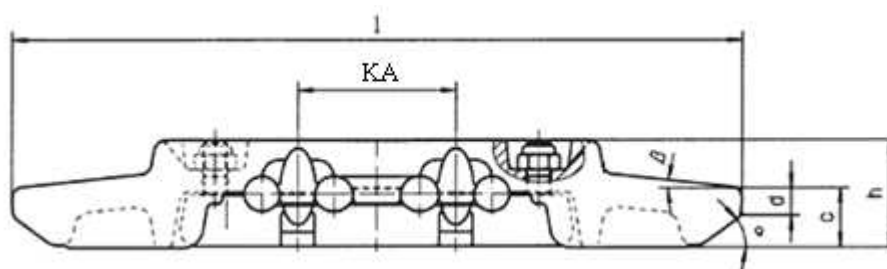
Hřeblo volím také od firmy [14]. Tímto je zajištěna vzájemná kompatibilita řetězu a hřebel. Hřeblo se skládá z dvou kovaných kusů, které jsou spojeny třemi šrouby (obr. 3.2). Dlouhá životnost a vysoká ohybová tuhost jsou potřebné vlastnosti hřebel do těžkých podmínek hlubinných dolů. Šířka hřebel je zvolena podle zadané šířky dopravního žlabu, která je 800 mm.



Obr. 3.2 – Schéma hřebla [14]

Tab. 3.3 – Katalogové hodnoty zvoleného hřebla

Typ hřebla			
HŘEBLO 781/38/200			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Typ použitého řetězu	-	38x137	[-]
Rozteč řetězů	KA	200	[mm]
Délka hřebla	l	781	[mm]
Úhel sklonu spodní části hřebla	$\alpha_H$	35	[°]
Úhel sklonu horní části hřebla	$\beta$	19	[°]
Výška hřebla	h	114	[mm]
Výška boku hřebla	c	49,5	[mm]
Hmotnost hřebla	$m_H$	42,8	[kg]



Obr. 3.3 – Schéma rozměrů hřebla [14]

Pro výpočet sil působících na řetězový úsek je nutné znát hmotnost tohoto úseku  $q_2$  připadající na 1 metr délky. Hřeblo je vždy připevněno na každém osmém článku řetězu.

**Výpočet hmotnosti 1 metru řetězového úseku:**

$$q_2 = 2 \cdot m_R + \frac{m_H}{8 \cdot t} \quad (3.1)$$

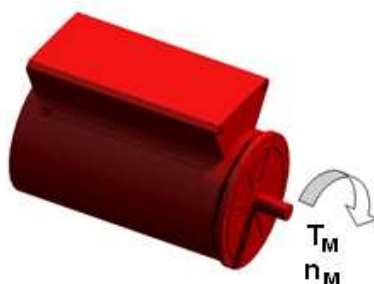
$$q_2 = 2 \cdot 29 + \frac{42,8}{8 \cdot 0,137} = 97,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

### 3.3 Volba elektromotoru

Podle zadaného výkonu elektromotoru 200/400 [kW] volím elektromotor SG3 450L-8/4 od polské firmy DAMEL s.a. Tyto dvourychlostní trojfázové indukční motory mohou být používány v podzemí dolů nebo povrchových zařízení dolů v prostředí s nebezpečím výbuchu metanu nebo uhlého prachu. Motory jsou zařazeny do skupiny I. kategorie M2 dle směrnice 94/9/ES. Elektromotory mají v sobě teplotní čidla, díky kterým při přetížení hřeblového dopravníku dojde k okamžitému vypnutí tohoto elektromotoru.

Tab. 3.4 – Základní technické parametry elektromotoru

Typ elektromotoru				
SG3 450L-8/4				
Název	Značka	Hodnota		Jednotka
Jmenovitý výkon	$P_j$	200/400		[kW]
Napájecí napětí	$U_M$	1000	1140	[V]
Účinník	$\cos \varphi$	0,78/0,91		[-]
Rychlost otáček	$n_M$	740/1485		[ot/min]
Násobek záběrného momentu	$T_Z/T_N$	2,4/2,3		[-]



Obr. 3.4 – Elektromotor SG3 450L-8/4 [15]

**Výpočet točivého momentu elektromotoru:**

$$T_M = \frac{P_j}{\omega_M} = \frac{P_j}{2 \cdot \pi \cdot n_M} \quad (3.2)$$

$$T_M = \frac{400 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1485}{60}} = 2\,572 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### 3.4 Volba převodovky

Podle zadání jsem zvolil převodovku velikosti 25 od firmy PREINFALK s převodovým poměrem  $i_p=39$ . Tyto planetové převodovky jsou ve dvou provedeních a to s kuželovým převodem PKPL 25 pro podélný pohon a bez kuželového převodu PSPL 25 pro příčný pohon. Maximální přenášený výkon těchto převodovek je 400 kW, což je stejný výkon jaký má použitý elektromotor. Účinnost převodovky je dán výrobcem  $\eta=0,8$ . Převodovky jsou v nevýbušném provedení pro SNM 2. Všechny přípojovací rozměry jsou ve standardu DIN.



Obr. 3.5 – Převodovky PKPL 25 a PSPL 25 [16]

**Výpočet točivého momentu na výstupu z převodovky:**

$$T_P = T_M \cdot i_P \cdot \eta \quad (3.3)$$

$$T_P = 2\,572 \cdot 39 \cdot 0,8 = 80\,253 \text{ N} \cdot \text{m}$$

**Výpočet výstupního záběrového krouticího moment:**

$$T_{VZ} = T_P \cdot \frac{T_Z}{T_N} \quad (3.4)$$

$$T_{VZ} = 80\,253 \cdot 2,3 = 184\,581 \text{ N} \cdot \text{m}$$

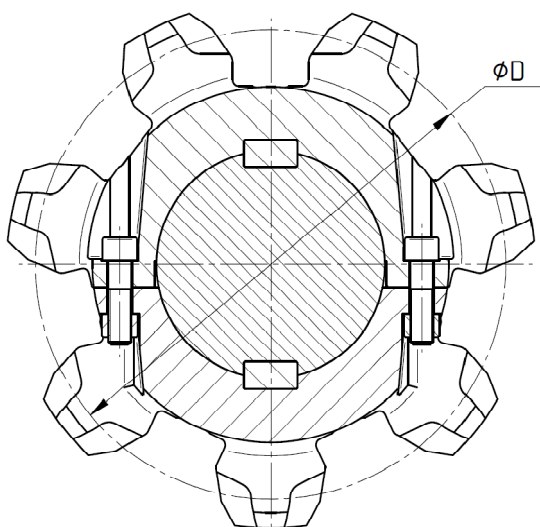
### 3.5 Výpočet roztečného průměru řetězového bubnu

Roztečný průměr hnacího řetězového bubnu  $\varnothing D$  se vypočítá podle vztahu (3.5). Tento výpočet je proveden v souladu s normou DIN 22256. Norma stanovuje hlavní rozměry věnců řetězových kol používaných u důlních strojů s článkovými vysokopevnostními řetězy pro důlní zařízení. Počet zubů řetězového kola je dle zadání  $z = 7$ .

*Výpočet roztečného průměru řetězového bubnu:*

$$\varnothing D = \sqrt{\left[ \frac{t}{\sin\left(\frac{90^\circ}{z}\right)} \right]^2 + \left[ \frac{d}{\cos\left(\frac{90^\circ}{z}\right)} \right]^2} \quad (3.5)$$
$$\varnothing D = \sqrt{\left[ \frac{0,137}{\sin\left(\frac{90^\circ}{7}\right)} \right]^2 + \left[ \frac{0,038}{\cos\left(\frac{90^\circ}{7}\right)} \right]^2} = 0,6169 \text{ m}$$

Normalizovaný roztečný průměr řetězového bubnu je 617 mm.



Obr. 3.6 – Roztečný průměr řetězového bubnu



Obr. 3.7 – Řetězový buben



Ze zvoleného normalizovaného roztečného průměru bubnu, otáček elektromotoru a převodového poměru převodovky vypočítám skutečnou rychlost dopravníku.

**Výpočet otáček řetězového bubnu:**

$$n_B = \frac{n_M}{i_p} \quad (3.6)$$

$$n_B = \frac{1485}{39} = 38,08 \text{ min}^{-1}$$

**Výpočet skutečné rychlosti dopravníku:**

$$v_S = \frac{\pi \cdot \phi D \cdot n_B}{60} \quad (3.7)$$

$$v_S = \frac{\pi \cdot 0,617 \cdot 38,08}{60} = 1,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Skutečná rychlost dopravníku je o  $0,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  větší než rychlost zadaná. Jelikož elektromotor, převodový poměr převodovky a dopravní řetěz jsou také zadány, nechávám po konzultaci s odborníkem rychlost dopravníku  $1,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

### 3.6 Kontrola množství dopravovaného materiálu

Doprava materiálu po hřeblovém dopravníku probíhá posunem materiálu ve žlabu pomocí řetězového úseku. Materiál i řetězový úsek klouže po dopravní trati. Tímto vzniká velké tření a to nedovoluje využití vyšších dopravních rychlostí. Většinou se dopravní rychlost hřeblového dopravníku pohybuje okolo  $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Stále zvyšujícími nároky na množství těžby se také zdokonalují pohonné jednotky a používání kvalitnějších materiálů kluznic žlabů dovolují postupné zvyšování rychlostí hřeblových dopravníků.

Pro výpočet rychlosti toku materiálu  $\Delta v$ , musíme znát rychlost pojezdu dobývacího kombajnu  $v_{DK}$ , který rozpojuje těžené uhlí. Podle hodnot odečtených z přílohy A, vyplývá průměrná rychlost postupu kombajnu. Zvolené hodnoty jsou uvedeny v tab. 3.5.

Tab. 3.5 – Hodnoty rychlostí dopravníku a dobývacího kombajnu

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Skutečná rychlost dopravníku	$v_S$	1,23	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Rychlost dobývacího kombajnu	$v_{DK}$	17,7	$[\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$

Rychlost toku materiálu pohybující se na dopravníku  $\Delta v$ , je rozdíl rychlosti dopravníku  $v_s$  a pojezd dobývacího kombajnu  $v_{DK}$ .

**Výpočet rychlosti toku materiálu:**

$$\Delta v = v_s - v_{DK} \quad (3.8)$$

$$\Delta v = 1,23 - \frac{17,7}{60} = 0,935 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

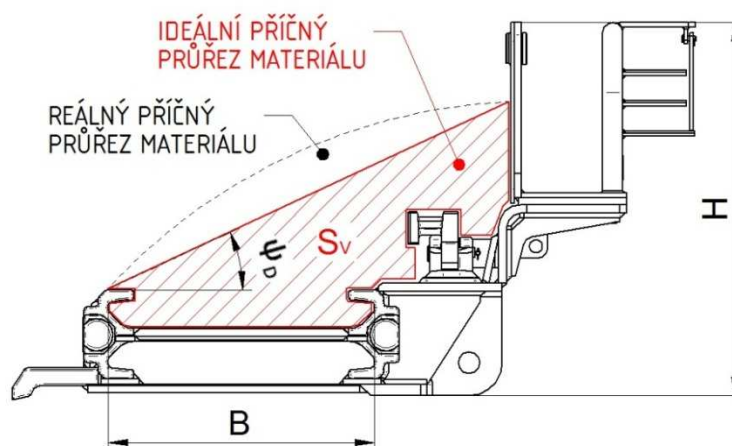
Podle zadané vnitřní šířky dopravní tratě 800 mm lze vypočítat teoretickou průřezovou plochu  $S$  dopravovaného materiálu podle vztahu (3.9). Tato plocha závisí na požadovaném dopravním výkonu dopravníku  $Q$ , rychlosti toku materiálu  $\Delta v$ , měrné hustotě uhlí  $\rho$  a na součiniteli zaplnění dopravní tratě  $k_\varphi$ , který určuje procento zaplnění dopravní tratě.

**Výpočet teoretické průřezové plochy dopravovaného materiálu:**

$$S = \frac{Q}{3,6 \cdot \Delta v \cdot \rho \cdot k_\varphi} \quad (3.9)$$

$$S = \frac{1200}{3,6 \cdot 0,935 \cdot 1260 \cdot 0,9} = 0,314 \text{ m}^2$$

Podle rozměrů žlabu jsem zjistil skutečnou průřezovou plochu  $S_v$  dopravovaného materiálu. Tuto plochu (obr. 3.8), jsem určil pomocí programu Solid Edge.



Obr. 3.8 – Stanovení skutečné průřezové plochy dopravovaného materiálu

Tab. 3.6 – Rozměry žlabu a určená hodnota skutečné průřezové plochy

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výška dopravní tratě	H	1125	[mm]
Vnitřní šířka dopravní tratě	B	800	[mm]
Dynamický sypaný úhel uhlí	$\psi_D$	25	[°]
Skutečná průřezová plocha	$S_V$	0,357	[m <sup>2</sup> ]

Pokud porovnáme vypočtenou teoretickou průřezovou plochu  $S$  a určenou skutečnou průřezovou plochu  $S_V$  je vidět, že  $S < S_V$ . Tímto je splněna podmínka dopravy materiálu. Dopravník bude schopen uhlí v zadaném množství dopravovat.

**Výpočet skutečného dopravního množství:**

$$Q_S = 3,6 \cdot S_V \cdot \Delta v \cdot \rho \cdot k_\varphi \quad (3.10)$$

$$Q_S = 3,6 \cdot 0,357 \cdot 0,935 \cdot 1260 \cdot 0,9 = 1\,363 \, t \cdot h^{-1}$$

**Výpočet odchylky skutečného dopravního množství od zadaného:**

$$\Delta_Q = \frac{Q_S - Q}{Q_S} \cdot 100 \quad (3.11)$$

$$\Delta_Q = \frac{1363 - 1200}{1363} \cdot 100 = 11,9 \, \%$$

Jelikož vypočtená dopravní rychlost  $v_S$  je o  $0,23 \, m \cdot s^{-1}$  než zadaná, zvětšuje se také množství dopraveného materiálu. Toto množství činí  $1363 \, t \cdot h^{-1}$ , což je o  $11,9 \, \%$  větší než požadované dopravní množství  $1200 \, t \cdot h^{-1}$ .

### 3.7 Výpočet celkové obvodové síly na řetězovém bubnu

K určení celkové obvodové síly  $F$  na hnacím řetězovém bubnu je nutné vypočítat síly potřebné k překonání odporů proti pohybu v horní větvi  $F_H$  a spodní větvi  $F_S$  hřeblového dopravníku. Pro výpočet síly k překonání odporu horní větve musím určit metrovou hmotnost dopravovaného materiálu  $q_1$  dle vztahu (3.12) a také součinitel odporu proti pohybu dopravovaného materiálu  $c_1$ , který se vypočte podle empirického vzorce (3.13).

**Výpočet hmotnosti 1 metru dopravovaného materiálu:**

$$q_1 = \frac{Q_s}{3,6 \cdot v_s} \quad (3.12)$$

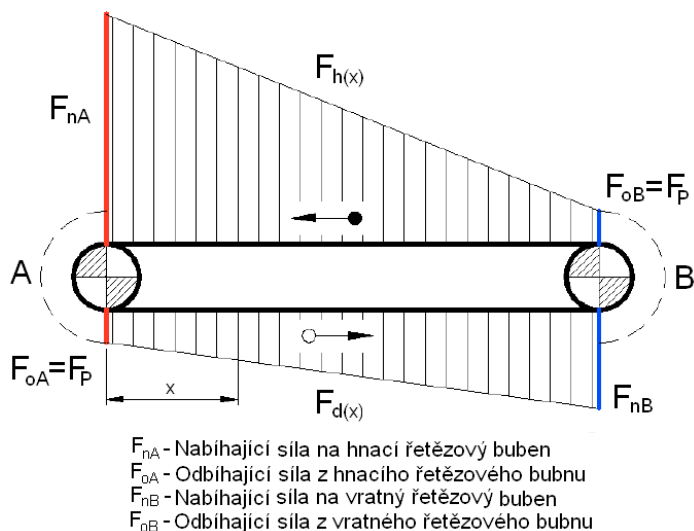
$$q_1 = \frac{1363}{3,6 \cdot 1,23} = 307,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

**Výpočet součinitele odporu proti pohybu dopravovaného materiálu:**

$$c_1 = 0,21 + \frac{(0,7 + q_1)}{1000} \quad (3.13)$$

$$c_1 = 0,21 + \frac{(0,7 + 307,8)}{1000} = 0,43$$

Při určování síly v horní i spodní větvi záleží, jestli se jedná o dovrchní dopravu nebo úpadní dopravu. Při dovrchní dopravě se působící vodorovné a svislé složky všech odporů působících proti pohybu sečtou a v úpadní dopravě se odečítají. Při výpočtu síly pro překonání odporu v horní větvi (3.14) je důležité znát součinitele odporu v horní větvi  $c_2$ . V tomto součiniteli je zahrnuté tření působící dopravovaný materiál a také tření řetězu s hřebly o žlab. Součinitel se také počítá podle empirického vzorce, ale po poradě s dlouholetým odborníkem z praxe jsem tento součinitel zvolil takový, jaký se v praxi používá ( $c_2=0,4$ ).



Obr. 3.9 – Průběh tažné síly u hřeblového dopravníku

**Výpočet síly působící v horní větvi hřeblového dopravníku:**

$$F_h = L \cdot q_2 \cdot g \cdot (c_2 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + L \cdot q_1 \cdot g \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (3.14)$$

$$F_h = 225 \cdot 97,1 \cdot 9,81 \cdot (0,4 \cdot \cos 0^\circ + \sin 0^\circ) + 225 \cdot 307,8 \cdot 9,81 \cdot (0,43 \cdot \cos 0^\circ + \sin 0^\circ)$$

$$F_h = 374\,803 \text{ N} = 374,8 \text{ kN}$$

Výpočet síly potřebné k překonání odporů ve spodní větvi je obdobný jako  $F_h$ , jen s tím rozdílem, že ve spodní větvi hřeblového dopravníku není dopravován materiál. Tento odpor je vytvořen pouze třením řetězového úseku o žlab. Součinitel odporu ve spodní větvi také volím podle používaného součinitele v praxi ( $c_3 = 0,5$ ).

***Výpočet síly působící v dolní větvi hřeblového dopravníku:***

$$F_d = L \cdot q_2 \cdot g \cdot (c_3 \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (3.15)$$

$$F_d = 225 \cdot 97,1 \cdot 9,81 \cdot (0,5 \cdot \cos 0^\circ - \sin 0^\circ)$$

$$F_d = 107\,161\,N = 107,2\,kN$$

Celková obvodová síla  $F$ , která je potřebná pro překonání pohybových odporů, se rovná součtu sil v dolní a horní větvi hřeblového dopravníku.

***Výpočet celkové obvodové síly:***

$$F = F_h + F_d \quad (3.16)$$

$$F = 374,8 + 107,2 = 482\,kN$$

Protože článkový řetěz není schopen přenášet tlakové síly, ale pouze tahové, je zapotřebí vyvodit minimální tahovou sílu  $F_p$  – předpětí řetězu. Tato síla se zajistí pomocí napínacího zařízení hřeblového dopravníku. Řetěz se postupem času vlivem tření prodlužuje a tak tímto zařízením zajišťujeme potřebné předpětí.

***Výpočet předpětí v řetězu:***

$$F_p = \frac{1}{4} \cdot F \quad (3.17)$$

$$F_p = \frac{1}{4} \cdot 482 = 120,5\,kN$$

***Výpočet nabíhající síly na hnací řetězový buben:***

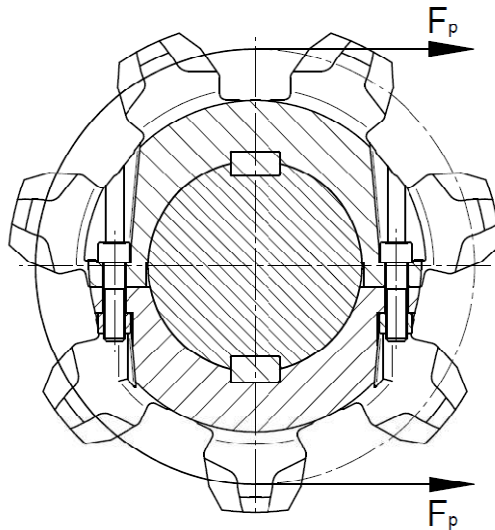
$$F_{nA} = F_h + F_p \quad (3.18)$$

$$F_{nA} = 374,8 + 120,5 = 495,3\,kN$$

***Výpočet nabíhající síly na vratný řetězový buben:***

$$F_{nB} = F_d + F_p \quad (3.19)$$

$$F_{nB} = 107,2 + 120,5 = 227,7\,kN$$



Obr. 3.10 – Předpětí řetězu

Největší síla působící na řetězový buben a také na řetězový úsek bude od záběrového točivého momentu vystupujícího z převodovky. Tato síla musí být menší než síla na přetržení řetězu udaná výrobcem.

**Výpočet záběrové síly:**

$$F_{záb} = \frac{T_{VZ}}{\frac{\phi D}{2}} \quad (3.20)$$

$$F_{záb} = \frac{2 \cdot 184\,581}{0,617} = 598,3 \text{ kN}$$

Jak je možné vidět záběrová síla je menší než síla potřebná k přetržení řetězu  $F_{záb} < F_B$ , což zajišťuje, že nedojde k přetržení řetězu. Síla  $F_N$  působící na buben za provozu je vypočtena ze vztahu (3.21).

**Výpočet síly působící za provozu:**

$$F_N = \frac{T_P}{\frac{\phi D}{2}} \quad (3.21)$$

$$F_N = \frac{2 \cdot 80\,253}{0,617} = 260,1 \text{ kN}$$

### 3.8 Výpočet příkonu

Příkon poháněcí stanice  $P_{\check{r}vys.}$  závisí na síle v horní větvi dopravníku  $F_h$ , rychlosti dopravníku  $v_s$ , účinnosti poháněcí stanice  $\eta_{PS}$  a na součiniteli zakřivení tratě  $\psi_Z=1,2$ . Účinnost poháněcí stanice  $\eta_{PS}$  zahrnuje účinnosti elektromotoru, spojky a převodovky ( $\eta_{PS}=0,765$ ).

*Výpočet příkonu poháněcí stanice:*

$$P_{\check{r}vys.} = \frac{\psi_Z \cdot F_h \cdot v_s}{\eta_{PS}} \quad (3.22)$$

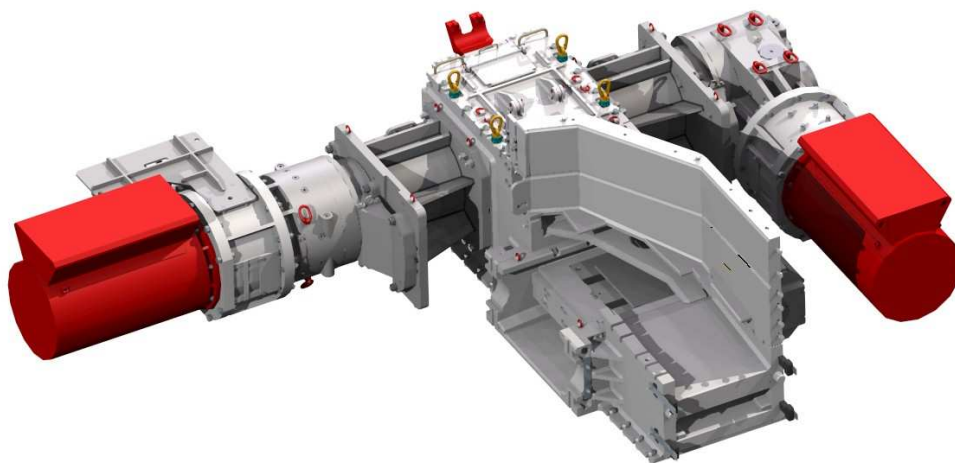
$$P_{\check{r}vys.} = \frac{1,2 \cdot 374\,803 \cdot 1,23}{0,765} = 723\,149\,W = 723,1\,kW$$

*Výpočet výkonu poháněcí stanice:*

$$P_{vys.} = \frac{P_{\check{r}vys.}}{\cos\varphi} \quad (3.23)$$

$$P_{vys.} = \frac{723,1}{0,91} = 794,5\,kW$$

Z vypočteného výkonu poháněcí stanice a zadaného výkonu elektromotoru 400 kW, volím na této stanici 2 elektromotory (obr. 3.11).



*Obr. 3.11 – Poháněcí stanice hřeblového dopravníku*

*(Rám poháněcí stanice firmy Ostroj Opava a.s)*

Stejným způsobem vypočtu příkon a výkon vratné stanice hřeblového dopravníku. S tím že ve výpočtu je použita síla v dolní větvi dopravníku. Účinnost vratné stanice  $\eta_{PV}$  zahrnuje účinnosti elektromotoru, spojky a převodovky ( $\eta_{PV}=0,765$ )

**Výpočet příkonu vratné stanice:**

$$P_{\check{r}vra.} = \frac{\psi_z \cdot F_d \cdot v_s}{\eta_{PV}} \quad (3.24)$$

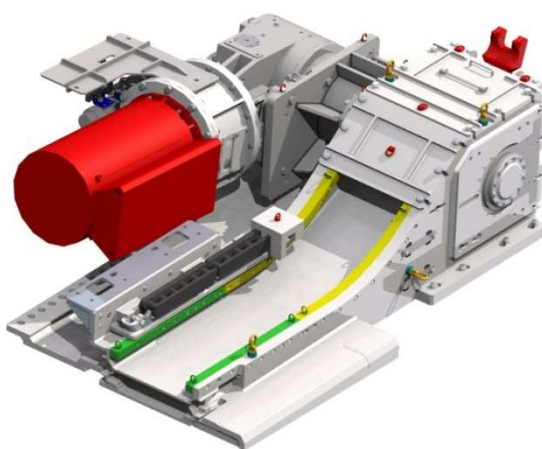
$$P_{\check{r}vra.} = \frac{1,2 \cdot 107\,161 \cdot 1,23}{0,765} = 206\,760\,W = 206,8\,kW$$

**Výpočet výkonu vratné stanice:**

$$P_{vra.} = \frac{P_{\check{r}vra.}}{\cos\varphi} \quad (3.25)$$

$$P_{vra.} = \frac{206,8}{0,91} = 227,3\,kW$$

Podle vypočteného výkonu je jasné, že na vratné stanici bude stačit jeden elektromotor o výkonu 400 kW (obr. 3.12).



*Obr. 3.12 – Vratná stanice hřeblového dopravníku*

*(Rám vratné stanice a přechodový žlab firmy Ostroj Opava a.s)*

**Výpočet celkového výkonu hřeblového dopravníku:**

$$P_{CD} = P_{vys.} + P_{vra.} \quad (3.26)$$

$$P_{CD} = 794,5 + 206,8 = 1001,3\,kW$$

Pro pohon hřeblového dopravníku jsem použil tři 400 kW elektromotory o celkovém výkonu  $P_C=1200\,kW$ . Tím že  $P_C > P_{CD}$  vystačí tyto elektromotory k pohonu dopravníku.

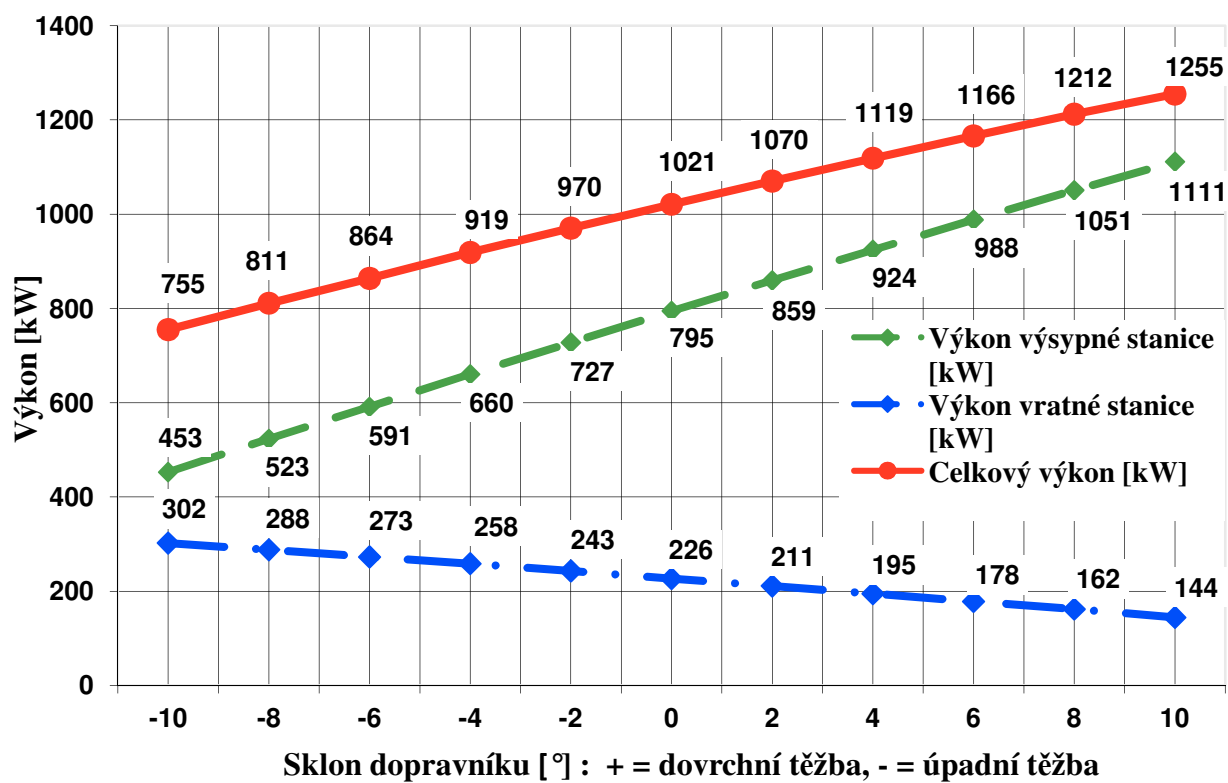


### 3.9 Graf závislosti výkonu na úklonu dopravníku

Velikosti výkonů potřebných k pohonu dopravníku je závislý na úklonu porubu. Pokud se jedná o úpadní těžbu, zmenšuje se výkon na výsypné stanici a zvětšuje se na vratné stanici dopravníku. U dovrchní těžby se zvyšuje výkon na výsypné a snižuje na vratné stanici. Celkový výkon však konstantně stoupá se zvyšujícím se úklonem porubu, jak jde vidět z grafu1. Podle výpočtů uvedených v tab. 3.7 jde vidět, že již při úklonu porubu 2° je výkon na výsypné stanici potřebný k dopravě 859 kW, což je větší než výkon dvou elektromotorů (800 kW), které jsem použil na výsypné stanici. Z toho vyplývá, že dopravník se hodí pouze pro rovinné a úpadní dopravě.

Tab. 3.7 – Vypočtené hodnoty závislé na úklonu dopravníku

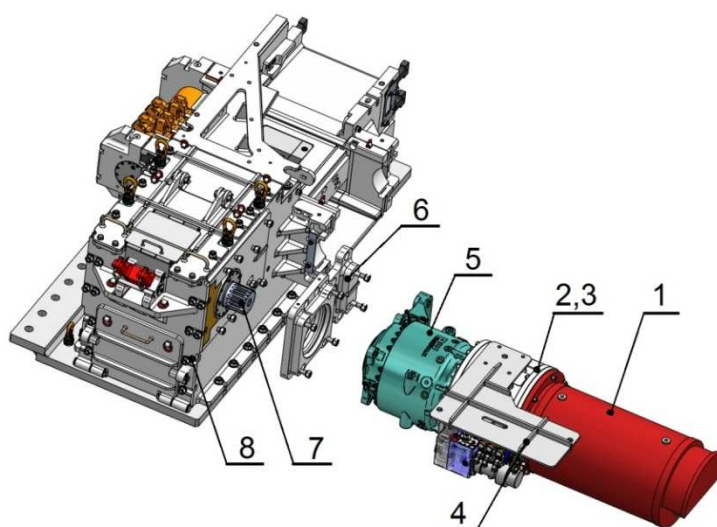
Úklon porubu [°]	Síla v dolní větvi [N]	Síla v horní větvi [N]	Výkon výsypné stanice [kW]	Výkon vratné stanice [kW]	Celkový výkon [kW]
-10	142 751	213 912	453	302	755
-8	135 947	246 770	523	288	811
-6	128 978	279 328	591	273	864
-4	121 851	311 546	660	258	919
-2	114 577	343 384	727	243	970
0	107 162	374 803	795	226	1021
2	99 617	405 766	859	211	1070
4	91 950	436 235	924	195	1119
6	84 172	466 172	988	178	1166
8	76 291	495 541	1051	162	1212
10	68 317	524 307	1111	144	1255



*Graf 1 – Závislosti výkonů na úklonu dopravníku*

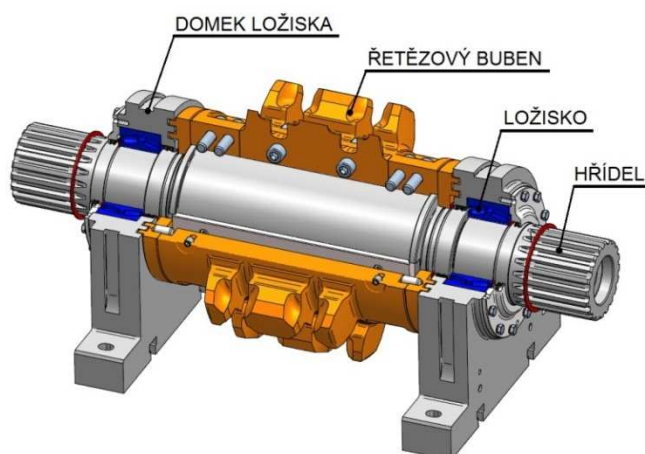
## 4 Pohon hřeblového dopravníku se zubovou spojkou

Pohony hřeblových dopravníků (obr. 4.1) se skládají z elektromotoru (1), nosného krytu (2), pružné spojky (3), napínacího zařízení (4) a převodovky (5), která je rovnou spojena s hřídelí (7) řetězového bubnu pomocí drážkování. Převodovka je pomocí nosné desky z plechu „brýlí“ (6) přišroubována k rámu poháněcí či vratné stanice (8).



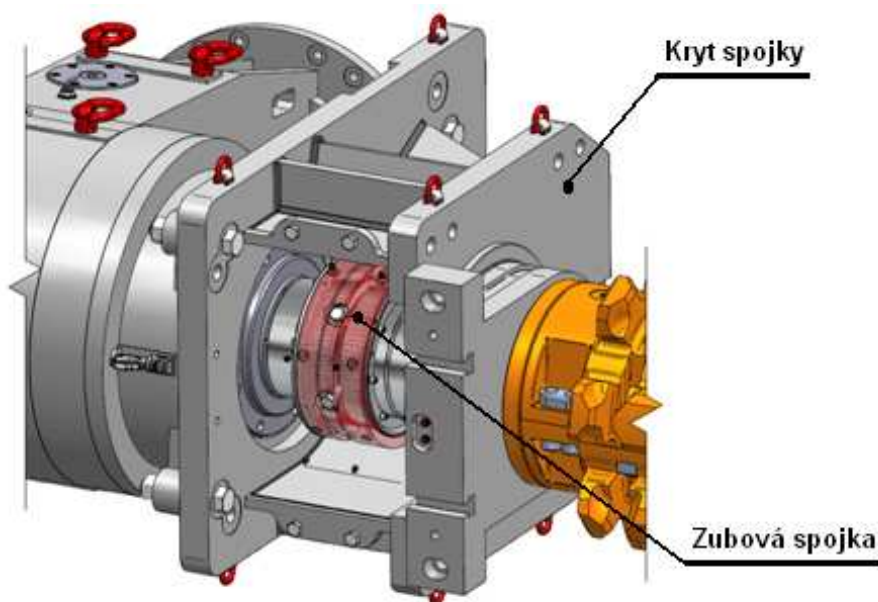
Obr. 4.1 – Poháněcí stanice hřeblového dopravníku DH 830K firmy Ostroj Opava a.s.

Během provozu hřeblového dopravníku dochází k opotřebení lůžek bubnu či poruše ložisek, hřídele nebo jiných částí řetězového bubnu (obr. 4.2). Pokud dojde k těmto závadám, je nutné poškozené součásti vyměnit. Jelikož je pohon spojen přímo z hřídelí řetězového bubnu, musí dojít při opravě k demontáži celého pohonu a poté je možné demontovat řetězový buben, což je přímo v porubu náročné.

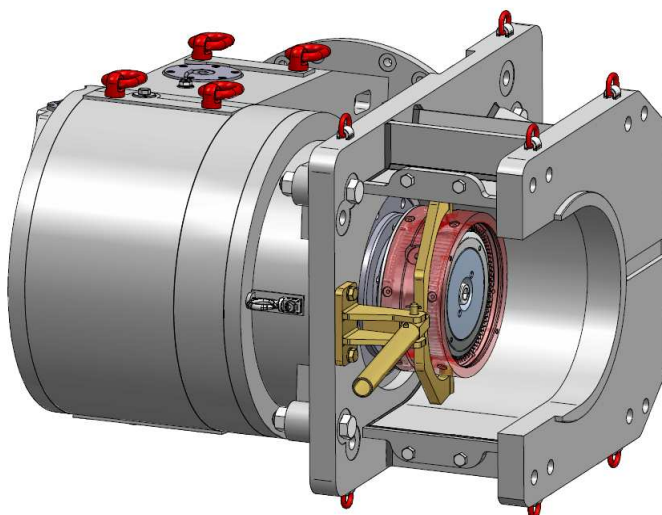


Obr. 4.2 – Řetězový buben hřeblového dopravníku DH834K firmy Ostroj Opava a.s.

Požadavek zákazníka tedy bylo, aby při opravě řetězového bubnu nemuselo docházet k složité demontáži celého pohonu. Zařazením zubové spojky a krytu zubové spojky (obr.4.3) do pohonu hřeblového dopravníku, může dojít k rozpojení mezi převodovkou a řetězovým bubnem (obr. 4.4). Pohon tedy zůstává v pracovní poloze a nedochází k jeho pracné demontáži při opravě.



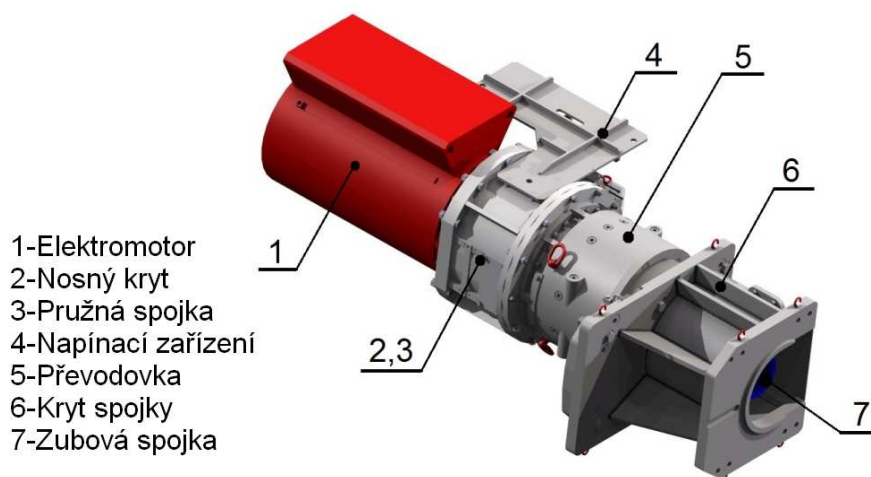
*Obr. 4.3 – Kryt spojky a zubová spojka v provozní poloze*



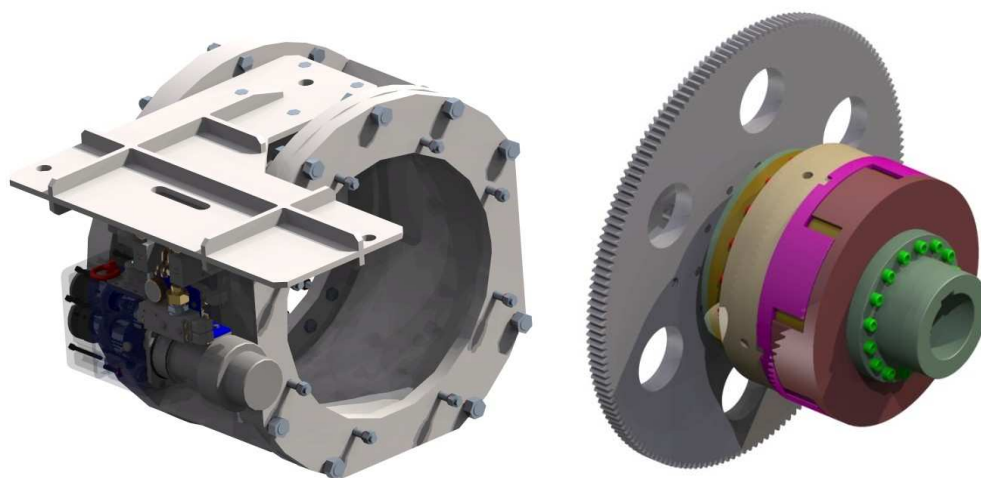
*Obr. 4.4 – Kryt spojky a zubová spojka při demontáži řetězového bubnu*

#### 4.1 Návrh pohonu hřeblového dopravníku se zubovou spojkou

Pro pohon hřeblového dopravníku se zubovou spojkou (obr. 4.5) jsem použil elektromotor (1), jehož parametry jsou uvedeny v kapitole 3.3. Elektromotor má v sobě teplotní čidla, díky kterým při přetížení hřeblového dopravníku dojde k okamžitému vypnutí tohoto elektromotoru. Takto je tento pohon chráněn proti přetížení. Nosný kryt (2), pružnou spojku (3) a napínací zařízení (4) jsem použil z pohonu hřeblového dopravníku DH830K firmy Ostroj Opava a.s. Dále je v tomto pohonu umístěna převodovka, která je popsána v kapitole 3.4. Aby bylo možné demontovat řetězový buben s tím, že pohon dopravníku zůstane v základní poloze, musím do tohoto pohonu zařadit kryt spojky (6) a zubovou spojku (7).



*Obr. 4.5 – Pohon hřeblového dopravníku se zubovou spojkou*



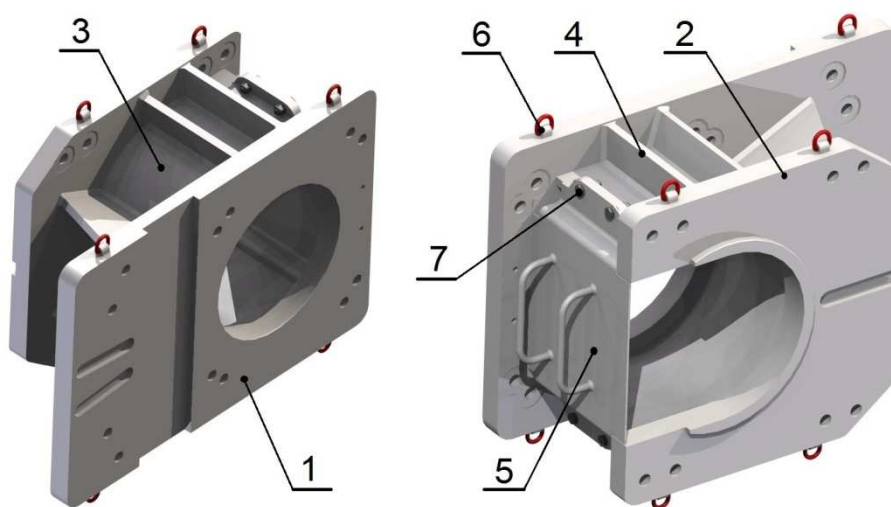
*Obr. 4.6 – Nosný kryt, napínací zařízení a pružná spojka hřeblového dopravníku DH830K  
firmy Ostroj Opava a.s.*

## 5 Návrh a výpočet krytu zubové spojky

Kryt zubové spojky je z jedné strany přišroubován k poháněcí nebo vratné stanici a z druhé strany je k tomuto krytu pomocí šroubů a pera připevněna převodovka.

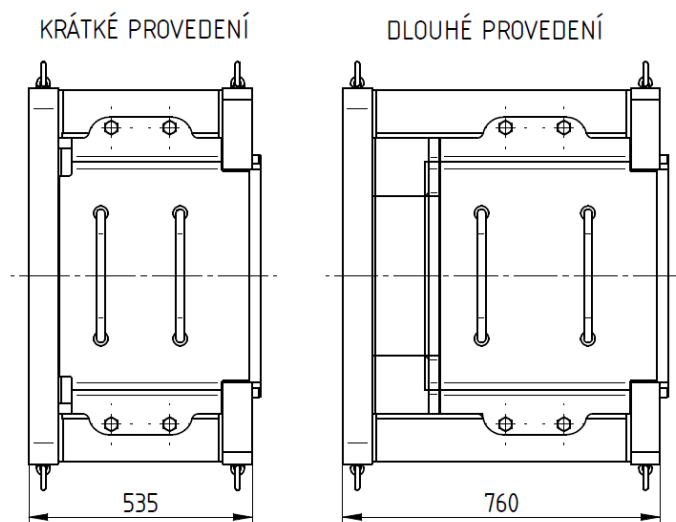
### 5.1 Návrh krytu zubové spojky

Svařený rám krytu zubové spojky (obr. 5.1) je tvořen dvěma přírubami (1 a 2). V těchto přírubách jsou díry pro šrouby a drážky pro pera. K rámu poháněcí či vratné stanice je pomocí šroubů a pera připevněn kryt ze strany příruby (2). Z druhé strany krytu je také pomocí pera a šroubů připevněna převodovka k přírubě (1). Mezi přírubami je skružený plech (3), který je vyztužen žebry (4). V prostoru mezi přírubami je umístěna v pohonu dopravníku zubová spojka. Aby nemohlo dojít při provozu ke kontaktu obsluhy dopravníku s rotující zubovou spojkou, je ke krytu pomocí šroubu (7) připevněn krycí plech (5). Pro snadnější manipulaci tohoto krytu jsou k němu přivařena nosná oka (6).



Obr. 5.1 – Kryt spojky

V zadání byl určen rozměr mezi rámem poháněcí stanice a kuželočelní planetovou převodovkou 410 mm a pro provedení pohonu s čelní planetovou převodovkou 650 mm. Proto jsem musel vytvořit kryt pro dvě provedení a to „dlouhé a krátké“. Kvůli zástavbě a konstrukčním úpravám poháněcí a vratné stanice hřeblového dopravníku, jsem musel rozměry mezi rámem stroje a převodovkou zvětšit. Mezi rámem poháněcí stanice a kuželočelní planetovou převodovkou na 535 mm a pro provedení pohonu s čelní planetovou převodovkou na 760 mm.



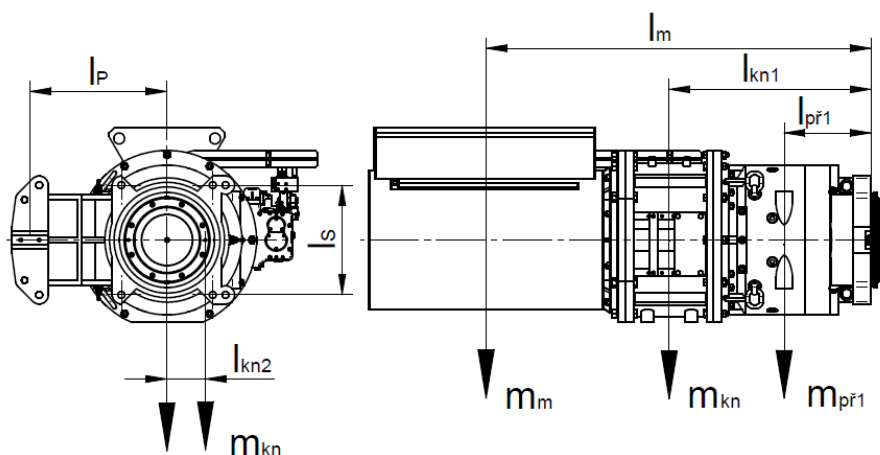
Obr. 5.2 – Krátké a dlouhé provedení krytu

## 5.2 Výpočet krytu zubové spojky

Na tento kryt působí tíhová síla od celého pohonu. Dále pomocí šroubů přenáší klopný a točivý moment působící od pohonu dopravníku.

### 5.2.1 Určení zatížení působící na kryt od příčného pohonu

Pomocí známých hmotností jednotlivých částí pohonu a vzdálenosti těžišť od příruby krytu spojky, ke kterému je pohon přišroubován, vypočítám zatížení působící na tento kryt. Dále také vypočítám sílu působící na šrouby a pero. Na šrouby působí klopný moment na rameni  $l_s$  (vzdálenost šroubů) a na pero na rameni  $l_p$  (vzdálenost středu pera od osy pohonu)



Obr. 5.3 – Příčný pohon



Tab. 5.1 – Hmotnosti a vzdálenosti těžišť jednotlivých částí příčného pohonu

Části pohonu	Index	Hmotnost [kg]	Vzdálenost těžiště [mm]
Elektromotor	$m_m, l_m$	3400	2085
Spojka, nosný kryt, napínání	$m_{kn}, l_{kn}$ $l_{kn2}$	1271	1175 202
Převodovka PSPL	$m_{př1}, l_{př1}$	2200	395
Kryt spojky (krátký)	$m_{K1}$	985	-
Kryt spojky (dlouhý)	$m_{K2}$	1130	-

**Výpočet tíhové síly od krytu spojky (krátké provedení):**

$$G_1 = m_{K1} \cdot g = 985 \cdot 9,81 = 9\,663\,N \quad (5.1)$$

**Výpočet tíhové síly od krytu spojky (dlouhé provedení):**

$$G_2 = m_{K2} \cdot g = 1130 \cdot 9,81 = 11\,085\,N \quad (5.2)$$

**Výpočet tíhové síly od příčného pohonu:**

$$F_{G1} = (m_m + m_{kn} + m_{př1}) \cdot g \quad (5.3)$$

$$F_{G1} = (3400 + 1271 + 2200) \cdot 9,81 = 67\,405\,N$$

**Výpočet klopného momentu působící na šrouby:**

$$M_{KS1} = (m_{př1} \cdot l_{př1} + m_{kn} \cdot l_{kn} + m_m \cdot l_m) \cdot g \quad (5.4)$$

$$M_{KS1} = (2200 \cdot 395 + 1271 \cdot 1175 + 3400 \cdot 2085) \cdot 9,81$$

$$M_{KS1} = 94\,493\,235\,Nmm = 94\,493\,Nm$$

Za předpokladu, že tento klopný moment přenáší dva šrouby, vypočítám tahovou sílu působící na jeden šroub.

**Výpočet tahové síly působící na jeden šroub:**

$$F_{N1} = \frac{M_{KS1}}{l_s \cdot 2} \quad (5.5)$$

$$F_{N1} = \frac{94\,493}{0,6 \cdot 2} = 78\,744\,N$$

**Výpočet klopného momentu působícího na pero:**

$$M_{KP1} = m_{kn} \cdot l_{kn2} \cdot g \quad (5.6)$$

$$M_{KP1} = 1271 \cdot 202 \cdot 9,81 = 2\,564\,115\,Nmm = 2\,564\,Nm$$



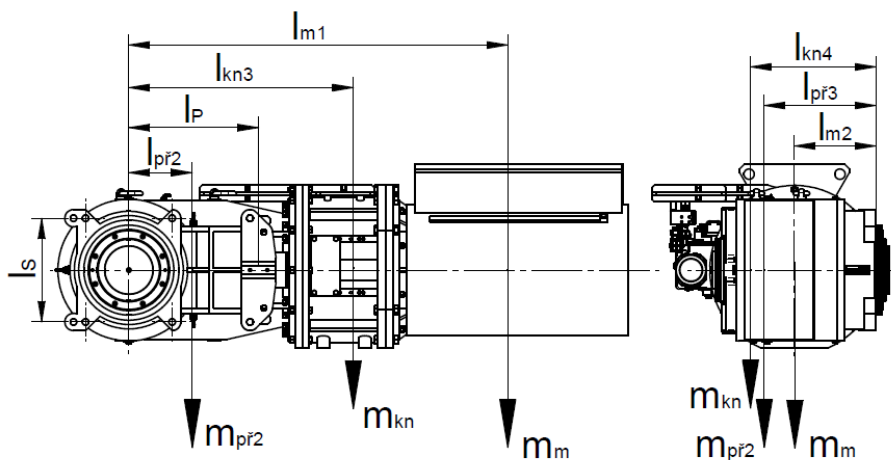
**Výpočet síly působící na pero:**

$$F_{P1} = \frac{M_{KP1}}{l_p} \quad (5.7)$$

$$F_{P1} = \frac{2\,564}{0,75} = 3\,419\,N$$

### 5.2.2 Určení zatížení působící na kryt od podélného pohonu

Stejně jak u příčného pohonu vypočítám zatížení působící na kryt spojky od podélného pohonu.



Obr. 5.4 – Podélný pohon

Tab. 5.2 - Hmotnosti a vzdálenosti těžišť jednotlivých částí podélného pohonu

Části pohonu	Index	Hmotnost [kg]	Vzdálenost těžiště [mm]
Elektromotor	$m_m, l_{m2}$	3400	395
Spojka, nosný kryt, napínání	$m_{kn}, l_{kn3}$	1271	1310
	$l_{kn4}$		702
Převodovka PKPL	$m_{př2}, l_{př2}$	3350	202
	$l_{př3}$		576

**Výpočet tíhové síly od podélného pohonu:**

$$F_{G2} = (m_m + m_{kn} + m_{př2}) \cdot g \quad (5.8)$$

$$F_{G2} = (3400 + 1271 + 3350) \cdot 9,81 = 78\,686\,N$$

**Výpočet klopného momentu působící na šrouby:**

$$M_{KS2} = (m_{př2} \cdot l_{př3} + m_{kn} \cdot l_{kn4} + m_m \cdot l_{m2}) \cdot g \quad (5.9)$$

$$M_{KS2} = (3350 \cdot 576 + 1271 \cdot 702 + 2200 \cdot 395) \cdot 9,81$$

$$M_{KS2} = 45\,233\,276\,Nmm = 45\,233\,Nm$$

Za předpokladu, že tento klopný moment přenáší dva šrouby, vypočítám tahovou sílu působící na jeden šroub.

**Výpočet tahové síly působící na jeden šroub:**

$$F_{N2} = \frac{M_{KS2}}{l_s \cdot 2} \quad (5.10)$$

$$F_{N2} = \frac{45\,233}{0,6 \cdot 2} = 37\,694\,N$$

**Výpočet klopného momentu působící na pero:**

$$M_{KP2} = (m_{př2} \cdot l_{př2} + m_{kn} \cdot l_{kn3} + m_m \cdot l_{m1}) \cdot g \quad (5.11)$$

$$M_{KP2} = (3350 \cdot 202 + 1271 \cdot 1310 + 3400 \cdot 2220) \cdot 9,81$$

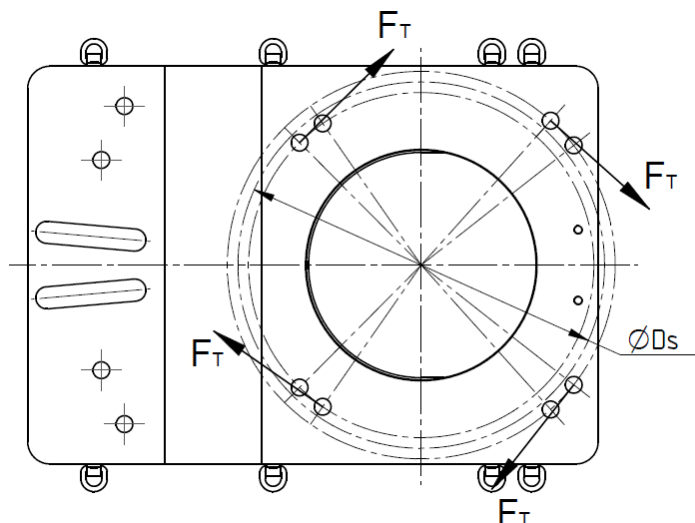
$$M_{KP2} = 98\,870\,915\,Nmm = 98\,870\,Nm$$

**Výpočet síly působící na pero:**

$$F_{P2} = \frac{M_{KP2}}{l_p} \quad (5.12)$$

$$F_{P2} = \frac{98\,870}{0,75} = 131\,828\,N$$

Dále musím vypočítat tečnou sílu (obr. 5.6), která působí na kryt od záběrového točivého momentu vystupujícího z převodovky.



Obr. 5.5 – Síla působící od ekvivalentního krouticího momentu na kryt spojky

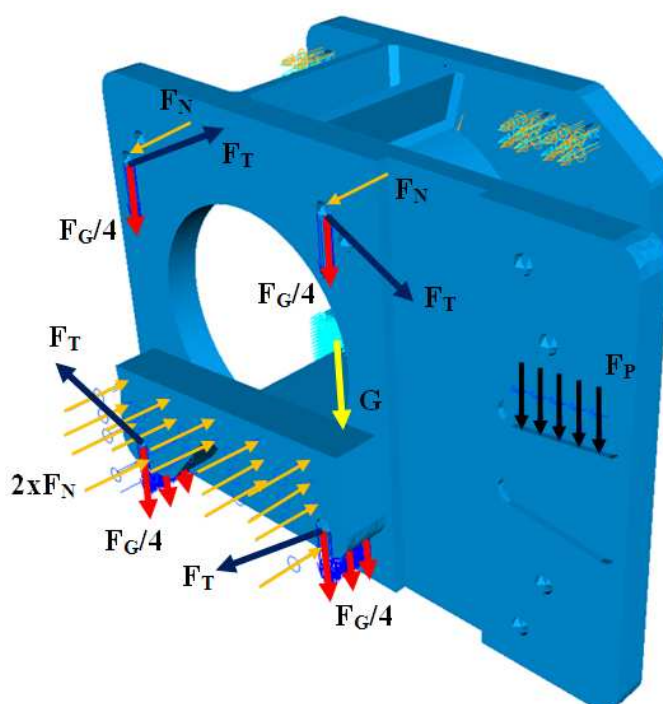
*Výpočet síly působící na kryt spojky od záběrového točivého momentu:*

$$F_T = \frac{T_{VZ}}{\frac{d_s}{2} \cdot 4} \quad (5.14)$$

$$F_T = \frac{184\,581}{\frac{0,415}{2} \cdot 4} = 120\,482\,N$$

### 5.2.3 Zadání zatížení a okrajových podmínek na kryt spojky

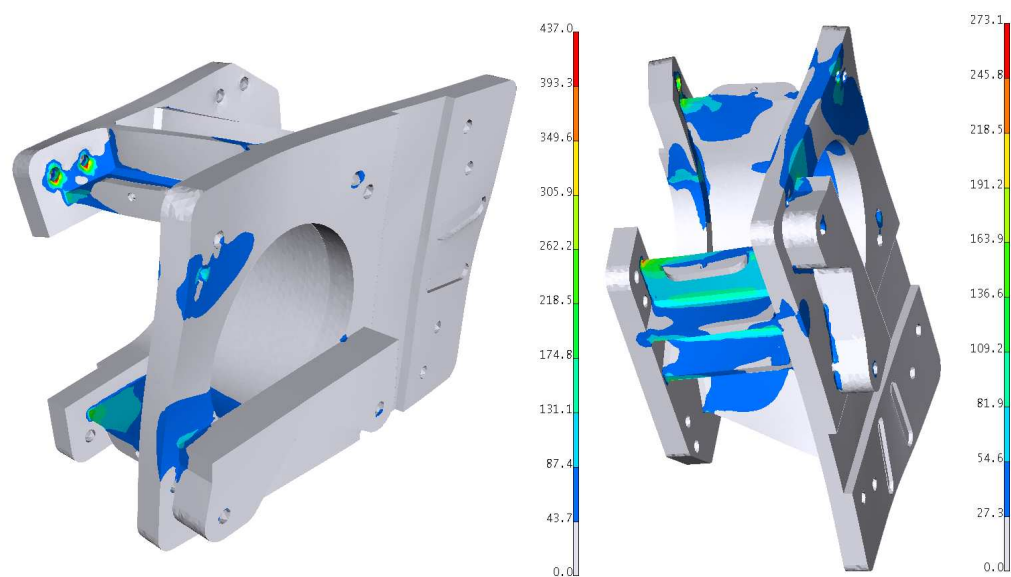
Všechna zatížení, která na kryt působí, jsem vypočítal a zadal na model krytu spojky (obr. 5.7).



Obr. 5.6 – Zadání zatížení a okrajových podmínek na kryt spojky

## 5.2.4 Výsledky napětí v krytu spojky od příčného pohonu

### Výsledky napětí v krytu spojky (krátké provedení 535 mm)



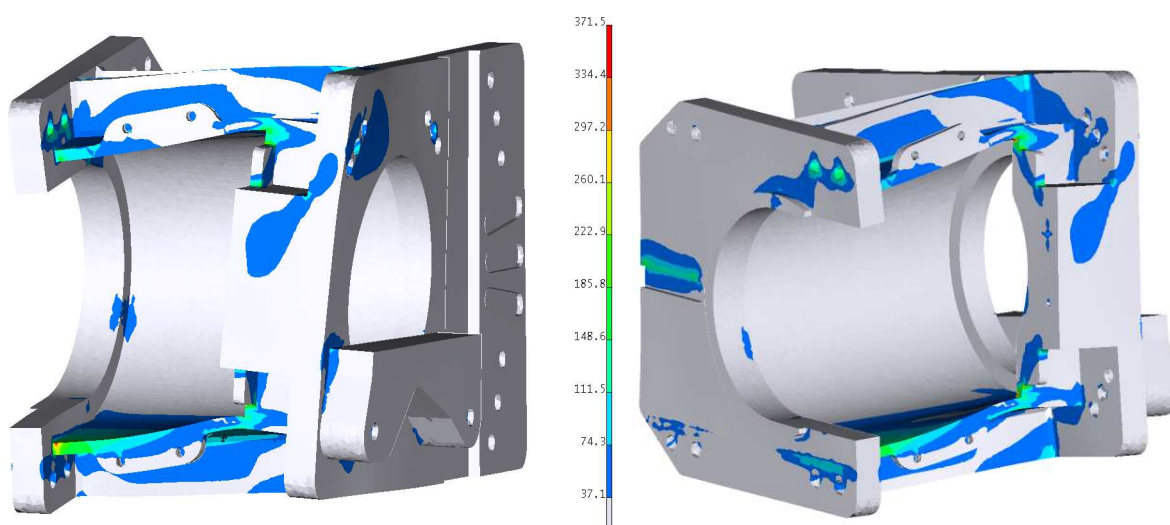
Obr. 5.7 – Napětí v krytu spojky (krátké provedení)

Špičky napětí jsou okolo hlav šroubů 437 MPa a v napojení žeber 273 MPa. Materiál, z kterého se tento kryt spojky svařen, je S690 Q s mezí pevnosti  $R_e = 690$  MPa.

### Výpočet statické bezpečnosti pro krátké provedení krytu:

$$k_1 = \frac{R_{eS690 Q}}{\sigma_1} = \frac{690}{437} = 1,57 \quad (5.15)$$

### Výsledky napětí v krytu spojky (dlouhé provedení 760 mm)



Obr. 5.8 – Napětí v krytu spojky (dlouhé provedení)

Špičky napětí jsou v napojení žeber 372 MPa.

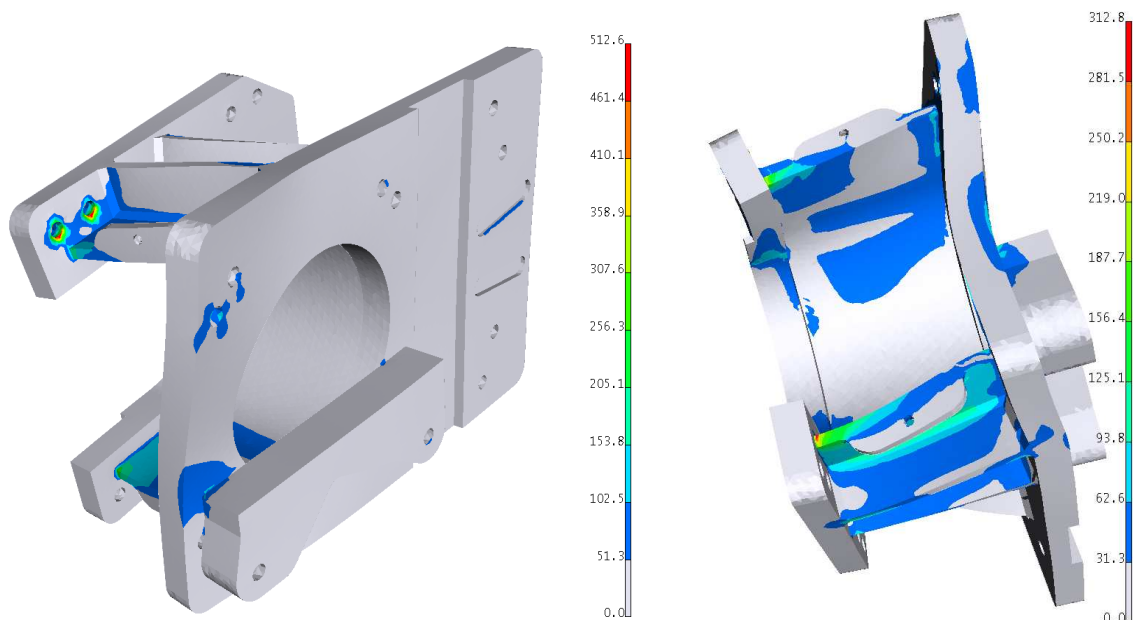
**Výpočet statické bezpečnosti pro dlouhé provedení krytu:**

$$k_2 = \frac{R_{eS690 Q}}{\sigma_2} = \frac{690}{372} = 1,85 \quad (5.16)$$

Nejmenší statická bezpečnost vyšla 1,57 u krátkého provedení. Po konzultaci s odborníky tato bezpečnost vyhovuje.

### 5.2.5 Výsledky napětí v krytu spojky od podélného pohonu

**Výsledky napětí v krytu spojky (krátké provedení 535 mm)**



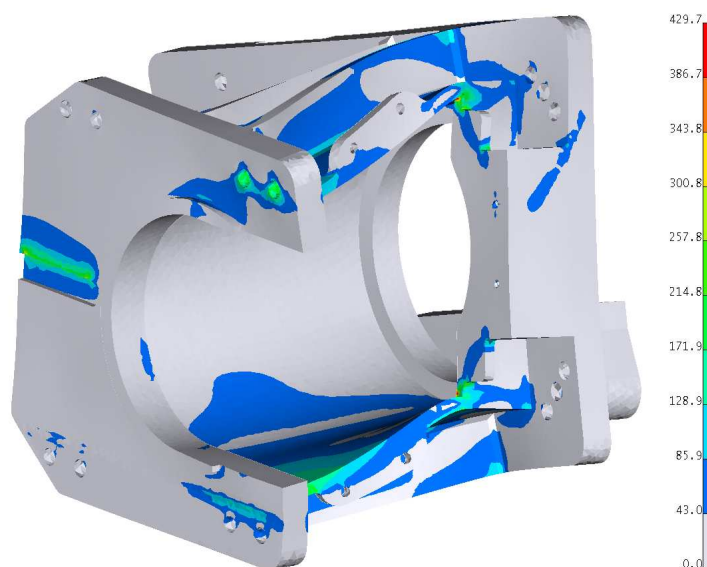
Obr. 5.9 – Napětí v krytu spojky (krátké provedení)

Špičky napětí jsou okolo hlav šroubů 513 MPa a v napojení žeber 313 MPa.

**Výpočet statické bezpečnosti pro krátké provedení krytu:**

$$k_3 = \frac{R_{eS690 Q}}{\sigma_3} = \frac{690}{513} = 1,35 \quad (5.17)$$

***Výsledky napětí v krytu spojky (dlouhé provedení 760 mm)***



*Obr. 5.10 – Napětí v krytu spojky (dlouhé provedení)*

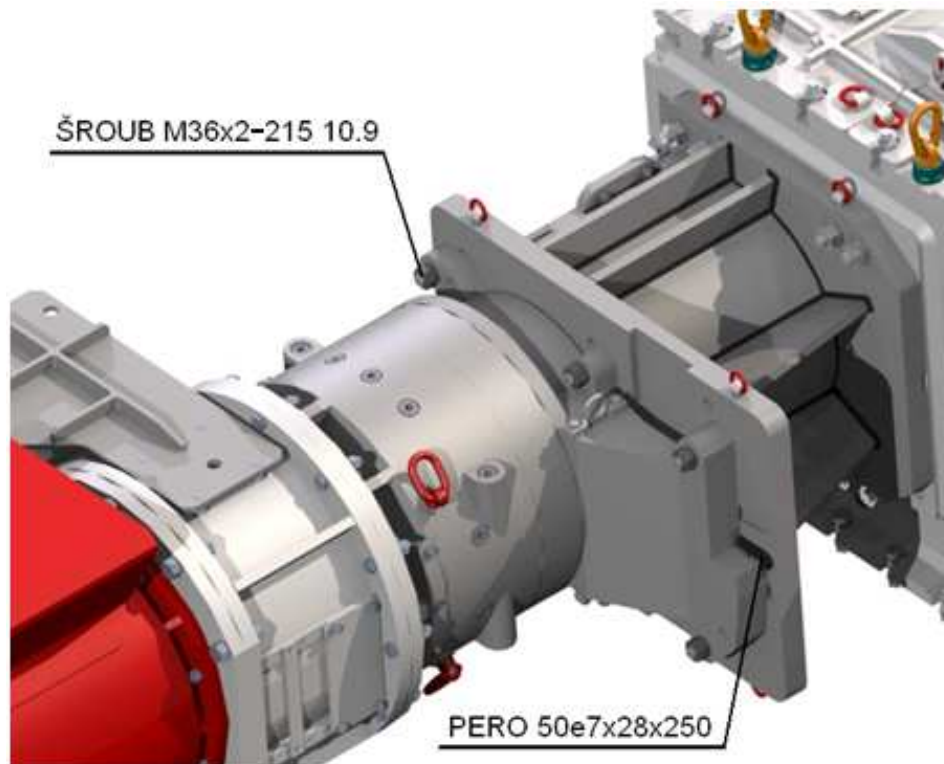
***Výpočet statické bezpečnosti pro dlouhé provedení krytu:***

$$k_4 = \frac{R_{eS690 Q}}{\sigma_4} = \frac{690}{430} = 1,6 \quad (5.18)$$

Nejmenší statická bezpečnost vyšla 1,35 u krátkého provedení krytu. Po konzultaci s odborníky tato bezpečnost vyhovuje.

## 6 Pevnostní kontrola šroubů a pera

Šrouby, kterými je připevněna převodovka ke krytu spojky, přenáší tíhovou sílu a sílu klopného momentu od pohonu vypočtené v předchozí kapitole podle vzorců (5.3) a (5.5). Největší zatížení na šroub bude u příčného pohonu.



Obr. 6.1 – Uchycení převodovky ke krytu spojky

Tab. 6.1 – Parametry šroubu

	$P_h$ [mm]	$d_s$ [mm]	$d_2$ [mm]	$d_3$ [mm]	$Re$ [MPa]
Šroub M36x2-215 10.9	2	36	34,701	33,546	900

Z tíhové síly od pohonu jsem spočítal osovou sílu ve šroubu. Součinitel tření  $f$  jsem zvolil podle [3] ocel- ocel. Bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí  $k$ , jsem také volil podle [3].

**Výpočet osové síly potřebné k přenesení posouvající síly od pohonu:**

$$f \cdot F_o' = \frac{F_{G1}}{4} \cdot k \quad (6.1)$$

$$F_o' = \frac{F_{G1} \cdot k}{f} = \frac{67\,405 \cdot 1,3}{4 \cdot 0,2} = 109\,533 \text{ N}$$

**Výpočet osové síly potřebné k přenesení tíhové a klopné síly od pohonu:**

$$F_O = (F_{N1} + F_O')$$
(6.2)

$$F_O = (78\,744 + 109\,533) = 188\,277\,N$$

**Výpočet tahového napětí ve šroubu:**

$$\sigma_t = \frac{F_O}{S} = \frac{F_O}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2}$$
(6.3)

$$\sigma_t = \frac{188\,277}{\pi \cdot \left(\frac{33,546}{2}\right)^2} = 213,5\,MPa$$

**Výpočet úhlu stoupání závitu:**

$$tg\psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2}$$
(6.4)

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{2}{\pi \cdot 34,701} = 1,051^\circ$$

**Výpočet třecího úhlu:**

$$tg\varphi' = \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$
(6.5)

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}} = 13,004^\circ$$

**Výpočet napětí v krutu od utažení matice:**

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{F_O \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3}$$
(6.6)

$$\tau = \frac{188\,277 \cdot tg(1,051^\circ + 13,004^\circ) \cdot \frac{34,701}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 33,546^3} = 110,3\,MPa$$

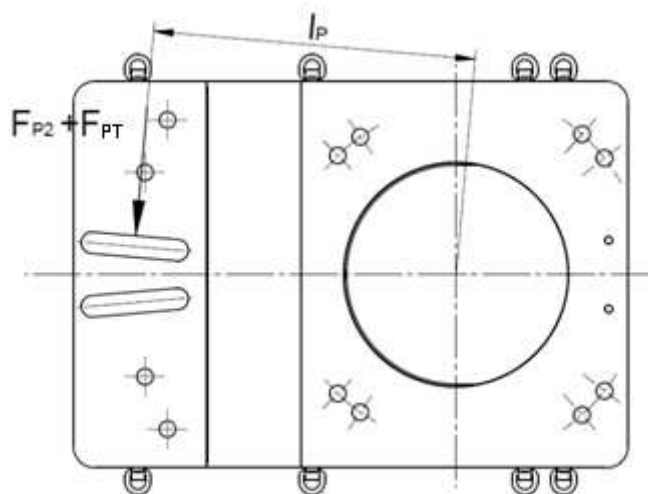
**Výpočet součinitele statické bezpečnosti šroubů:**

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}}$$
(6.7)

$$k_S = \frac{900}{\sqrt{213,5^2 + 4 \cdot 110,3^2}} = 2,93 > 1,5 \Rightarrow \text{Bezpečnost vyhovuje}$$



Na pero působí síla od točivého momentu vystupujícího s převodovky a síla klopného momentu od pohonu dopravníku vypočtená podle vztahu (5.12) v předchozí kapitole. Největší zatížení na pero bude působit při podélném pohonu. Velikost pera 50e7x28x250 jsem musel zvolit podle velikosti drážky v převodovce. Dovolené napětí ve stříhu a dovolený měrný tlak na otláčení volím podle [3].



Obr. 6.2 – Síly působící na pero

**Výpočet síly působící na pero od točivého momentu:**

$$F_{PT} = \frac{T_{VZ}}{l_p} = \frac{184\,581}{0,75} = 246\,108\,N \quad (6.8)$$

**Kontrola navrženého pera na stříh:**

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F_{PT} + F_{P2}}{l' \cdot b} \quad (6.9)$$

$$\tau_s = \frac{246\,108 + 131\,828}{200 \cdot 50} = 37,8\,MPa < \tau_{DS}$$

**Kontrola navrženého pera na otláčení:**

$$p_1 = \frac{F}{S} = \frac{F_{PT} + F_{P2}}{l' \cdot t_1} \quad (6.10)$$

$$p_1 = \frac{246\,108 + 131\,828}{200 \cdot 15} = 115,9\,MPa < p_{D1} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

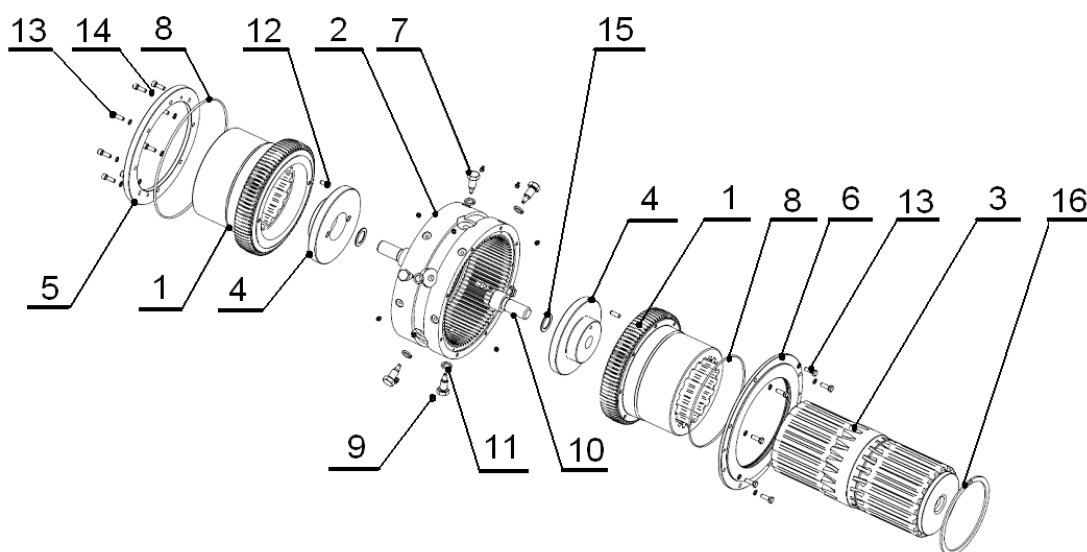
Použité šrouby a pero pro přenos zatížení působícího od pohonů dopravníku pevnostně vyhovují.

## 7 Návrh a výpočet zubové spojky

Zubová spojka je umístěna v prostoru krytu zubové spojky a spojuje převodovku s hřídelí řetězového bubnu. Tato spojka je umístěna v pohonu proto, aby mohlo dojít k rozpojení převodovky a řetězového bubnu, při možné výměně či opravě jakékoliv části řetězového bubnu a nemusel být demontován celý pohon. Při demontáži zůstane pohon ve stejné poloze přišroubován ke krytu spojky.

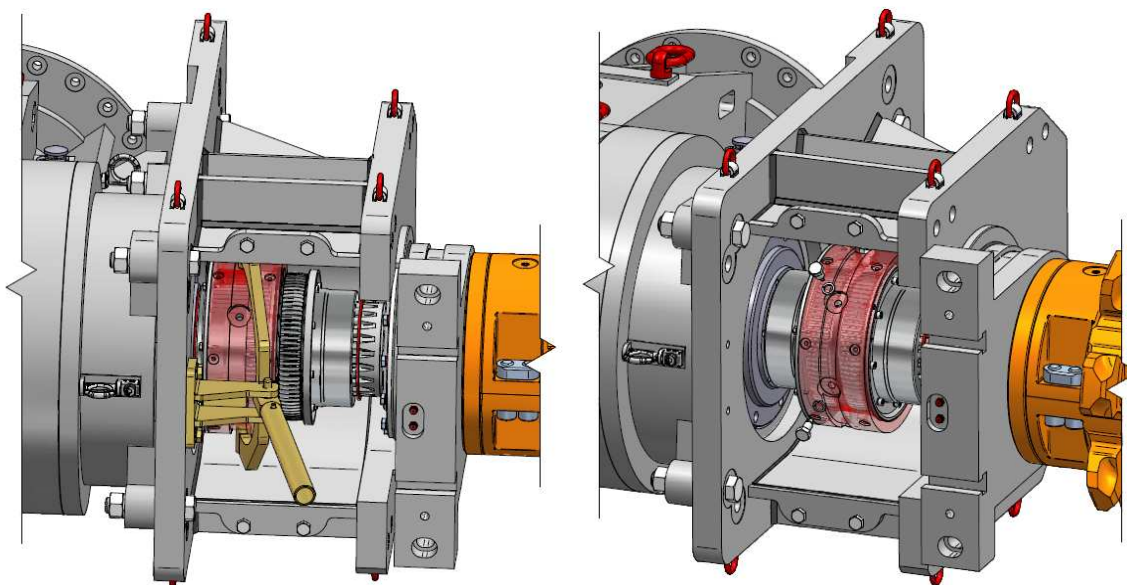
## 7.1 Návrh zubové spojky

Zubová spojka (obr. 7.1) je tvořena dvěma náboji (1), které mají vnitřní drážkování. Jeden z nábojů je nasazen na drážkovanou hřídel řetězového bubnu a pomocí přídržky (4) je k této hřídeli přišroubován. Do převodovky je zasunuta hřídel (3) a k této hřídeli je stejným způsobem přišroubován druhý náboj. Na nábojích je vnější ozubení. Tyto dva náboje jsou spojeny věncem s vnitřním ozubením (2). K tomuto věnci je přišroubován kryt (6) a pomocí těsnícího kroužku (8) je zamezeno pronikání nečistot do spojky a při mazání spojky pomocí maznic (9) zpětného průniku maziva ze spojky ven. Ze strany řetězového bubnu je víko (5) přišroubováno přímo k náboji, aby mohlo dojít k přesunu věnce a tím k rozpojení mezi nábojem na řetězovém bubnu a nábojem ze strany převodovky. Mezi víkem (5) a věncem je taky těsnící kroužek (8) k utěsnění spojky. K zajištění polohy mezi náboji a věncem slouží speciální šrouby (7). Pokud jsou tyto šrouby zašroubovány, nemůže se věnec pohybovat a je umístěn uprostřed mezi náboji.



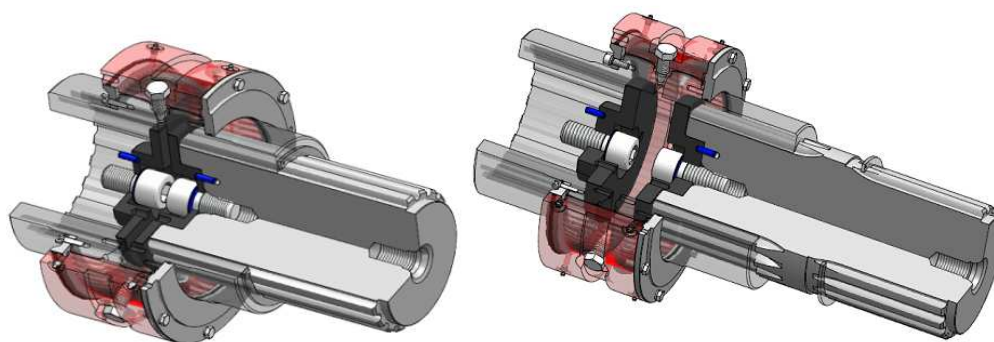
*Obr. 7.1 – Zubová spojka*

Při montáži se věnec přesune z náboje od převodovky na náboj na řetězovém bubnu pomocí přesouvací páky. Když je věnec mezi náboji, zašroubují se šrouby, které zajišťují polohu ozubeného věnce. Při demontáži se postupuje opačně (obr. 7.2).



*Obr. 7.2 – Montáž spojky*

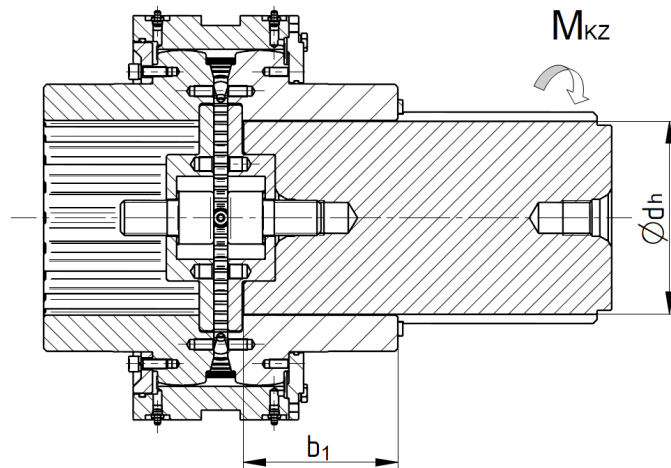
Podle dvojího provedení krytu spojky („krátkého a dlouhého“) musí být také dvojí provedení zubové spojky „krátké a dlouhé“. Tyto spojky se liší pouze v délce hřídele, jinak mají všechny komponenty stejné.



*Obr. 7.3 – Krátké a dlouhé provedení zubové spojky*

## 7.2 Výpočet zubové spojky

Z prvků spojky jsem pevnostně počítal hřídel na krut, drážkování a ozubení náboje spojky. Spojku jsem počítal pro přenos záběrového točivého momentu vystupujícího z převodovky  $T_{VZ} = 184\,581\text{ Nm}$ .



Obr. 7.4 – Řez zubovou spojkou

**Kontrola hřídele na krut:**

$$\tau_K = \frac{T_{VZ}}{W_K} = \frac{T_{VZ}}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{16}} \quad (7.1)$$

$$\tau_K = \frac{184\,581 \cdot 16}{\pi \cdot 0,198^3} = 121,1 \text{ MPa}$$

**Redukované napětí:**

$$\sigma_{RED} = \sqrt{3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{3 \cdot 121,1^2} = 209,8 \text{ MPa} \quad (7.2)$$

**Součinitel statické bezpečnosti:**

$$k_{H1} = \frac{R_{e42CrMo4+QT}}{\sigma_{RED}} = \frac{500}{209,8} = 2,38 \Rightarrow \text{Hřídel vyhovuje} \quad (7.3)$$

Drážkování hřídele jsem zvolit podle drážkování v převodovce W220x10x20 DIN5480. Rozměry drážkování jsou uvedeny v příloze B. Počítám s tím, že točivý moment přenáší  $\frac{3}{4}$  zubů drážkování. Náboj je vyroben z materiálu 42CrMo4+QT s mezí kluzu  $R_{e42CrMo4+QT}=500 \text{ MPa}$ . Dovolенý měrný tlak na otláčení volím podle [3].

**Síla působící na jeden zub:**

$$F_{Z1} = \frac{T_{VZ}}{\frac{3}{4} \cdot z_1 \cdot \frac{d_{S1}}{2}} = \frac{184\,581}{\frac{3}{4} \cdot 20 \cdot \frac{0,209}{2}} = 117\,755 \text{ N} \quad (7.4)$$

**Výška drážkování:**

$$h_1 = \frac{d_{a1} - d_{a2}}{2} = \frac{218 - 200}{2} = 9 \text{ mm} \quad (7.5)$$

**Kontrola na otláčení boků zubů drážkování:**

$$p_{Z1} = \frac{F_{Z1}}{h_1 \cdot b_1} = \frac{117\,755}{9 \cdot 155} = 84,4 \text{ MPa} < p_{D2} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.6)$$

**Výpočet paty drážkování na ohyb a smyk:**

$$\sigma_{o1} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{Z1} \cdot h_1}{\frac{b_1 \cdot s_1^2}{6}} \quad (7.7)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{6 \cdot F_{Z1} \cdot h_1}{b_1 \cdot s_1^2} = \frac{6 \cdot 117\,755 \cdot 9}{155 \cdot 20,904^2} = 93,9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{s1} = \frac{F_{Z1}}{b_1 \cdot s_1} = \frac{117\,755}{155 \cdot 20,904} = 36,3 \text{ MPa} \quad (7.8)$$

**Výpočet redukovaného napětí:**

$$\sigma_{RED1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_{s1}^2} = \sqrt{93,9^2 + 3 \cdot 36,3^2} = 113 \text{ MPa} \quad (7.9)$$

**Součinitel statické bezpečnosti:**

$$k_{H2} = \frac{R_{e42CrMo4+QT}}{\sigma_{RED1}} = \frac{500}{113} = 4,42 \Rightarrow \text{Drážkování vyhovuje} \quad (7.10)$$

Točivý moment se přenáší z jednoho náboje na druhý pomocí ozubení, které je na obou nábojích (vnější ozubení) a ozubeném věnci (vnitřní ozubení). Modul ozubení jsem zvolil  $m=4 \text{ mm}$ , jelikož na tento modul byl požadavek od technologů z firmy Ostroj Opava a.s. Dále jsem zvolil počet zubů ozubení  $z_2=84$  a šířku ozubení  $b_4=50 \text{ mm}$ . Počítám s tím, že točivý moment přenáší  $\frac{3}{4}$  zubů ozubení. Náboj je vyroben z materiálu 42CrMo4+A s mezí kluzu  $R_{e42CrMo4+A}=550 \text{ MPa}$ .

**Výpočet roztečné kružnice ozubení:**

$$D_{oz} = m \cdot z_2 = 4 \cdot 84 = 336 \text{ mm} \quad (7.11)$$

**Výpočet výšky zubu ozubení:**

$$h_2 = m + 1,25 \cdot m = 4 + 1,25 \cdot 4 = 9 \text{ mm} \quad (7.12)$$

**Výpočet šířky paty zubu ozubení:**

$$s_f = 2,17 \cdot m = 2,17 \cdot 4 = 8,68 \text{ mm} \quad (7.13)$$

**Výpočet síly na jeden zub ozubení:**

$$F_{Z2} = \frac{T_{VZ}}{\frac{3}{4} \cdot z_2 \cdot \frac{D_{oz}}{2}} = \frac{184\,581}{\frac{3}{4} \cdot 84 \cdot \frac{0,336}{2}} = 17\,439\,N \quad (7.14)$$

**Výpočet paty ozubení na ohyb a smyk:**

$$\sigma_{o2} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{Z2} \cdot h_2}{\frac{b_4 \cdot s_f^2}{6}} \quad (7.15)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{6 \cdot F_{Z2} \cdot h_2}{b_4 \cdot s_f^2} = \frac{6 \cdot 17\,439 \cdot 9}{50 \cdot 8,68^2} = 249,9\,MPa$$

$$\tau_{s2} = \frac{F_{Z2}}{b_4 \cdot s_f} = \frac{17\,439}{50 \cdot 8,68} = 40,2\,MPa \quad (7.16)$$

**Výpočet redukovaného napětí:**

$$\sigma_{RED2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot \tau_{s2}^2} = \sqrt{249,9^2 + 3 \cdot 40,2^2} = 259,4\,MPa \quad (7.17)$$

**Součinitel statické bezpečnosti:**

$$k_N = \frac{R_{e42CrMo4+A}}{\sigma_{RED2}} = \frac{550}{259,4} = 2,12 \Rightarrow \text{Ozubení vyhovuje} \quad (7.18)$$

**Kontrola na otlačení boků zubů drážkování:**

$$p_{Z2} = \frac{F_{Z2}}{h_2 \cdot b_4} = \frac{17\,439}{9 \cdot 50} = 38,8\,MPa < p_{D2} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.19)$$



Obr. 7.5 – Náboj spojky

## **8 Zhodnocení pohonu dopravníku se zubovou spojkou**

### **Výhody:**

- snadnější montáž pohonu a demontáž pohonu
- při poruše řetězového bubnu nemusí docházet k demontáži celého pohonu, pouze se rozpojí zubová spojka
- úspora času při montáži či demontáži pohonu nebo řetězového bubnu

### **Nevýhody:**

- dražší na výrobu (zubová spojka, kryt zubové spojky)
- větší rozměry pohonu o délku krytu zubové spojky

Pokud se podíváme na výhody a nevýhody pohonu hřeblového dopravníku se zubovou spojkou je jasné, že tento dopravník bude dražší o náklady na výrobu zubové spojky a krytu zubové spojky. Při opravě řetězového bubnu nám zubová spojka výrazně usnadní práci při demontáži. Když tento dopravník dokáže vytěžit okolo 1300 t/hod je každá hodina ušetřená při opravě velkým přínosem. Za dobu životnosti tohoto dopravníku se náklady navýšené o zubovou spojku a její kryt zajisté mnohonásobně vrátí, tudíž se tento pohon šachtám vyplatí.

## 9 Závěr

V úvodu této diplomové práce zjišťuji, jakým způsobem mají sestaveny pohony hřeblových dopravníků a pluhů různé firmy, které se zabývají důlní technikou a zařízením. V další části práce určuji, podle výpočtu parametry pohonu hřeblového dopravníku. Tento výpočet jsem provedl v souladu s normou ON 44 5721. V poslední části diplomové práce se zabývám návrhem pohonu hřeblového dopravníku se zubovou spojkou, návrhem a pevnostním výpočtem krytu spojky a zubové spojky.

Podle vypočteného výkonu potřebného k pohonu dopravníku a zadaného výkonu elektromotoru firmou Ostroj Opava a.s. jsem zvolil tři elektromotory každý o jmenovitém výkonu 400 kW firmy [15]. Dva elektromotory budou na poháněcí stanici a jeden na stanici vratné. Převodovky jsem zvolil s převodovým poměrem 39 firmy [16] s typovým označením PKPL 25 a PSPL 25. Hřebla a dopravní řetěz jsem volil od stejného výrobce [14] z důvodu zaručené smontovatelnosti těchto dvou produktů. Další části pohonu jako pružnou spojkou a nosný kryt volím od firmy Ostroj Opava a.s.

V závěrečné části této diplomové práce jsem navrhnul zubovou spojkou, která umožňuje rozpojení hřídelů mezi převodovkou a řetězovým bubnem a tím usnadňuje montáž a demontáž pohonu nebo řetězového bubnu při poruše. U této spojky pevnostně spočítal hřídel spojky, drážkování a ozubení nábojů spojky. Dále jsem navrhnul kryt zubové spojky, na kterém je zavěšen celý pohon. Spočítal jsem všechna zatížení, jak od klopného momentu pohonu, tak od točivého momentu elektromotoru, která na tento kryt působí. Toto zatížení jsem zadal v programu Ideas a pomocí metody MKP vypočítal napětí v tomto krytu spojky. Výsledné bezpečnosti byly po konzultaci s odborníky z praxe dostačující.



## Seznam použité literatury:

- [1] DEJL, Z, *Konstrukce strojů a zařízení – spojovací části strojů*, Montanex, Ostrava, 2000. ISBN 80-7225-018-3
- [2] HAUSER, S, *Dimenze pohonů hřeblových dopravníků*, VŠB – TUO, Opava, 1985
- [3] KALÁB, K., *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – Části spojovací*, VŠB – TUO, 2008, ISBN 978 – 80 – 248 – 1290 – 8
- [4] KALÁB, K., *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – Části pohonů strojů*, VŠB – TUO, 2008, ISBN 978 – 80 – 248 – 1860 – 3
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P., *Strojnické tabulky*, ALBRA Úvaly, 2003, ISBN 80 – 86490 – 74 – 2
- [6] POLÁK, J., PAVLISKA, J., SLÍVA, A., *Dopravní a manipulační zařízení I*, VŠB – TUO, 2005, ISBN 80 – 248 – 0043 – 8
- [7] POLÁK, J., PAVLISKA, J., BAILOTTI, K., *Dopravní a manipulační zařízení I*, VŠB – TUO, 2005, ISBN 80 – 248 – 0493 – 8
- [8] Internetová stránka firmy *Bucyrus*, BUCYRUS, <http://www.bucyrus.com>
- [9] Internetová stránka firmy *Westfalia Becorit*, WESTFALIA BECORIT, <http://www.westfaliabecorit.com>
- [10] Internetová stránka firmy *Halbach & Braun*, HALBACH & BRAUN, <http://www.halbach-braun.de>
- [11] Internetová stránka firmy *Ostroj Opava*, OSTROJ OPAVA a.s., <http://www.ostroj.cz>
- [12] Internetová stránka firmy *Eickhoff*, EICKHOFF, <http://www.eickhoff-bochum.de>
- [13] Internetová stránka firmy *Mayr*, MAYR, <http://www.mayr.com>

- [14] Internetová stránka firmy *Thiele*,  
THIELE, <http://www.thiele.de>
- [15] Katalogový list elektromotoru SG3 450L-8/4, DAMEL S.A.
- [16] Katalogový list převodovek PKPL 25 a PSPL 25, WOLGANG PREINFALK GmbH.

## **Seznam výkresové dokumentace:**

### **Sestavné výkresy:**

STANICE POHÁNĚCÍ-sestava	KAN291-01
SPOJKA ZUBOVÁ-sestava	KAN291-02
KRYT SPOJKY-sestava	KAN291-03

### **Výrobní výkresy:**

KRYT SPOJKY-oprac.	KAN291-03-01
RÁM KRYTU	KAN291-03-01,90

## Seznam příloh:

### Příloha A: Stanovení rychlosti dobývacího kombajnu SL 300 firmy Eickhoff

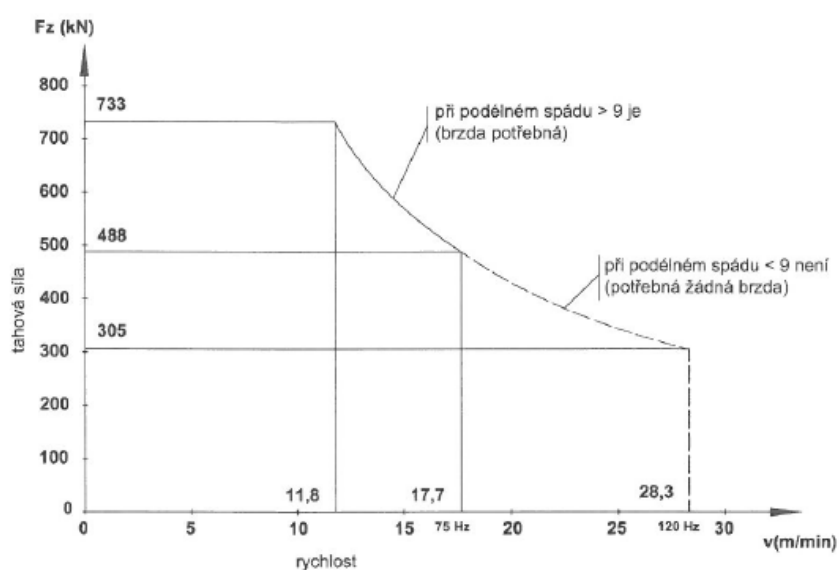
## Návod k používání Eickhoff SL 300



### 2 Všeobecné údaje

#### Tažné síly a rychlosti postupu

Níže uvedený diagram znázorňuje rychlost postupu a tažné síly, zjištěné při celkovém převodovém poměru  $i = 105,7$  a skříně pojezdu 13/23-10.



Vyobrazení 2-2:  
Diagram tažných sil a  
rychlosti postupu

Tažná síla a rychlost postupu závisí na vlivu četných veličin, jako např. na řezném odporu, úklonu porubu a mocnosti porubu. Proto je možné, že maximální postupové rychlosti nebude moci být dosaženo.

U podélného úklonu  $>9^\circ$  bude omezen max. počet otáček pojezdového motoru na  $2250 \text{ min}^{-1}$  (75 Hz).  $2250 \text{ min}^{-1}$  pojezdového motoru odpovídá postupové rychlosti 17,7 m/min.

## Príloha B: Rozměry drážkování podle normy DIN 5480

Seite 2 DIN 5480 Teil 13

Modul 10  $Q_{f \min} \approx 1,60$

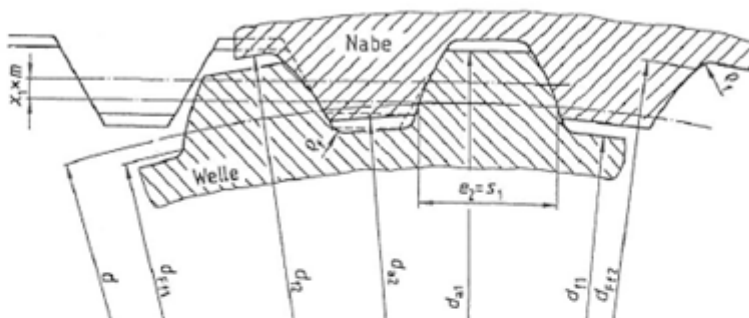


Tabelle 1. Nennmaße

Bezugs- durch- messer	Zähne- zahl	Teil- kreis- durch- messer	Grund- kreis- durch- messer	Naben- $n_1, n_2$			Wellen- $n_1, n_2$			Formkreis- durchmesser		Wellen- Profil- ver- schiebung	Lücken- weite Zahn- dicke
				Kopf- kreisdurchmesser	Fuß- kreisdurchmesser		Kopf- kreisdurchmesser	Fuß- kreisdurchmesser		$d_{f12}$ min.	$d_{f11}$ max.		
$d_B$	$z$	$d$	$d_b$	$d_{a2}$	$d_{f2}^{1)}$ $h_{fp}^2$ 0,55	$A_{df2}^{2)}$	$d_{a1}$	$d_{f1}^{1)}$ $h_{fp}^2$ 0,55	$A_{df1}^{2)}$			$x_1 \cdot m$	$e_2 = s_1$
190	17	170	147,224	170	190	+ 2,17	188,00	168,00	- 2,62	188,10	160,90	+ 4,5	20,904
190	18*)	180	155,885	170	190	+ 2,17	188,00	168,00	- 2,62	188,10	169,90	- 0,5	15,131
200	18	180	155,885	180	200	+ 2,17	198,00	178,00	- 2,62	198,10	179,90	+ 4,5	20,904
210	20*)	200	173,205	190	210	+ 2,19	208,00	188,00	- 2,70	208,11	189,89	- 0,5	15,131
220	20	200	173,205	200	220	+ 2,19	218,00	198,00	- 2,70	218,11	199,89	+ 4,5	20,904
240	22	220	190,526	220	240	+ 2,19	238,00	218,00	- 2,70	238,11	219,89	+ 4,5	20,904